

**CONTROL DEVICE OF CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

Patent Number: JP7217712  
Publication date: 1995-08-15  
Inventor(s): ANPO YOSHIHISA  
Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD  
Requested Patent: ☐ JP7217712  
Application Number: JP19940010104 19940131  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F16H9/00; F16H61/10  
EC Classification:  
Equivalents: JP3097432B2

---

**Abstract**

---

**PURPOSE:**To secure a steering effect and braking distance on a road in a condition of low friction coefficient when a wheel rotation deceleration detected value is equal to or more than a specified value by changing the minimum change gear ratio of the engine brake change gear ratio control area to the specified ratio.

**CONSTITUTION:**Respective wheel detected values  $V_{wj}$  are read (S1). Then a soft position is read (S2). Judgment is then made as to whether or not the soft position is in any of the shift ranges P, R, N, D (S3). When the soft position is in either one of the shift ranges P, R, N, D, the minimum change gear ratio of the respective ranges on a control map is set to a regular range minimum change gear ratio C2LO, CLLO(=CHI) which is newly memorized by the RAM of a microcomputer (S4). When the soft position is not in any of the shift ranges, latest respective wheel speed preceding values  $V_{wj0}$  memorized in the microcomputer RAM is read (S5) and respective wheel acceleration/deceleration speeds  $\alpha_{phwj}$  are calculated by using wheel speeds  $V_{wj}$  and wheel speed preceding values  $V_{wj0}$ .

---

Data supplied from the esp@cenet database - l2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-217712

(43) 公開日 平成7年(1995)8月15日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 6 H 9/00

61/10

// F 1 6 H 59: 08

59: 48

59: 66

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 28 頁)

(21) 出願番号 特願平6-10104

(22) 出願日 平成6年(1994)1月31日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 安保 佳寿

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

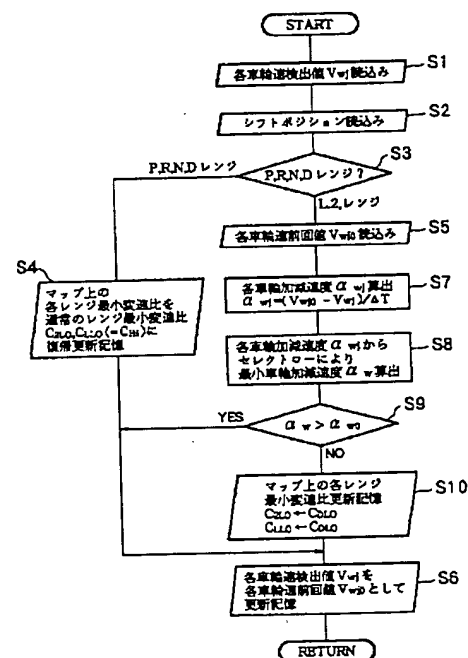
(74) 代理人 弁理士 森 哲也 (外1名)

(54) 【発明の名称】 無段変速機の制御装置

(57) 【要約】

【目的】 特に低 $\mu$ 路面において、2レンジやLレンジにおける大きなエンジンブレーキにより急激に減速した車輪速を、速やかに目標スリップ率を満足する目標車輪速まで復帰し、車両としての舵取り効果や制動距離を確保する。

【構成】 変速シフト装置で2レンジ又はLレンジが選択され、駆動輪の車輪速の最小加減速度 $\alpha_v$ が、低 $\mu$ 路面走行で、予め設定された絶対値が大きく且つ負の値の所定値 $\alpha_{v0}$ 以下となった場合に、当該2レンジ又はLレンジの最小変速比 $C_{2L0}$ 又は $C_{LL0}$ をDレンジの最小変速比 $C_{D0}$ まで小さくすることで、マップ検索等により設定される無段変速機の変速比を小さくして、エンジンブレーキによる駆動輪への制動力を小さくすると共に、路面がタイヤを介して車輪を回転しようとする駆動力に対する無段変速機の慣性トルクを小さくし、これにより車輪速が増速復帰し易い状況を構成する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 変速シフトポジションに少なくとも通常走行レンジ及びエンジンブレーキレンジを備え、前記変速シフトポジションに通常走行レンジが選択されたときには通常走行に好適な通常走行変速比制御領域で無段変速機の変速パターンを制御し且つ前記変速シフトポジションにエンジンブレーキレンジが選択されたときには前記通常走行変速比制御領域よりも最小変速比の大きいエンジンブレーキ変速比制御領域で無段変速機の変速パターンを制御する変速パターン制御手段を備えた無段変速機の制御装置において、車輪回転の減速度を検出する車輪回転減速度検出手段を備え、前記変速パターン制御手段は、前記車輪回転減速度検出手段で検出された車輪回転減速度検出値が所定車輪回転減速度値以上のときに、前記エンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比を所定変速比まで小さく変更する変速パターン変更手段を備えたことを特徴とする無段変速機の制御装置。

【請求項2】 前記変速パターン制御手段は、前記変速パターン変更手段によるエンジンブレーキ変速比制御領域の変更を、前記エンジンブレーキレンジ以外の変速シフトポジションが選択されたときに解除する変速パターン変更解除手段を備えたことを特徴とする請求項1に記載の無段変速機の制御装置。

【請求項3】 前記変速パターン変更手段は、前記エンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比が小さく変更される所定変速比を、前記通常走行変速比制御領域の最小変速比に設定することを特徴とする請求項1又は2に記載の無段変速機の制御装置。

【請求項4】 前記変速パターン変更手段は、前記エンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比が小さく変更される所定変速比を、前記車輪回転減速度検出手段で検出された車輪回転減速度検出値に応じて設定することを特徴とする請求項1又は2に記載の無段変速機の制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は無段変速機の制御装置に関するものであり、特に氷雪路面や濡れたタイル路面等のような低摩擦係数状態（この摩擦係数状態を単に $\mu$ とも記す）路面での舵取り効果や制動距離を確保可能とするのに好適な、無段変速機の変速比制御に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 ベルトとプーリとの接触点半径を変化させる、所謂プーリ比を変化させることで入出力の変速比を変更するベルト式無段変速機にあっては、その性能上、昨今のトルクコンバータ及び歯車伝達機構を用いた自動変速機とその出力側との間に介装されているワンウェイクラッチのような動力伝達方向規制手段を介装しないのが好ましいとされている。ここでは、ベルト式無段

変速機より上流側、つまり機関（エンジン）側を入力側、下流側、即ちプロペラシャフトやディファレンシャル装置等の動力伝達系及び車輪側を出力側と定義する。また、前記プーリ比の変更制御には通常流体圧、実質的には油圧が用いられており、具体的にはピストン化された可動プーリ片（可動円錐板）を固定プーリ片（固定円錐板）に対して相対移動させることで、両者の間に形成されるプーリ溝の幅を変更制御する。

【0003】 一般に、この種の無段変速機では、その変速比を制御するための変速パターンは、車速と機関回転数又は機関回転速度（以下、これらを総称して機関回転状態とも記す）とに依存しており、具体的には例えば車速とスロットルバルブの開度（以下、単にスロットル開度とも記す）等を変数として、各シフトポジションに応じた変速比制御領域内で変速パターンを制御している。つまり、前進走行時について述べれば、シフト操作装置に設けられているシフトポジションのうち、通常走行レンジ（一般にいうDレンジであり、以下、単にDレンジと略称することもある）が選択されている場合には、通常走行に好適な通常走行変速比制御領域（つまりDレンジ変速比領域である）内で、またエンジンブレーキレンジ（一般にいう2レンジ又はDsレンジ及びLレンジ又は1レンジであり、以下、単に2レンジ又はLレンジと略称することもある）が選択されている場合には、前記通常走行変速比制御領域よりも最小変速比の大きいエンジンブレーキ変速比制御領域（つまり2又はLレンジ変速比領域である）内で、前記車速及びスロットル開度に応じた無段変速機の変速パターンを制御する。従って、アクセルペダルの踏込みを解除するとスロットル開度が低減するから、実際の機関回転状態に関わらず、無段変速機の変速パターンは或る一定の変速比に設定され続けることも考えられる。なお、このようにスロットル開度が低減し且つ車速が或る程度大きい場合を、通常の変速パターンにおいてコースト状態、つまり惰性走行状態に等しいと考えれば、前記アクセルペダル踏込み解除状態の変速パターンで設定され続けると考えられる或る一定の変速比とは、各レンジの変速比領域において、実際の車両の変速比における減速比が最も小さい状態になる。

【0004】 ここで、通常の乾燥したアスファルト路面やコンクリート路面のような高 $\mu$ 路面において、エンジンブレーキによる車速低減を目的とし、アクセルペダルの踏込みを解除した状態で、前記Dレンジから2又はLレンジにシフトポジションを移行した、所謂ダウンシフト操作を行った場合を想定する。このようにアクセルペダルの踏込みが解除されている、即ちスロットル開度が低減している状態では、未だシフトポジションがDレンジにあるときには前記Dレンジ変速比領域の最も小さい変速比が設定されている状態から、シフトポジションが2又はLレンジに移行すると、前記2又はLレンジ変速

比領域の最も小さい変速比に強制的に変更設定される。このとき、前記各レンジの変速比領域の最小変速比の設定から、無段変速機の変速比は急激に大きくなるように変更設定されることになる。これにより、車輪には機関のバックトルク、即ちエンジンブレーキが大きな制動力として作用するわけであるが、これを降坂走行中に実施した場合には、車体に作用する重力加速度の影響で車体速（即ち車速である）は減速されにくいのにに対して、無段変速機の急減速変速は比較的長期に持続されるから、この間、無段変速機の入力軸の回転速度の変化幅が大きく、これが過渡的な慣性トルクの変動となってベルトとプーリーとの間で滑りが発生する虞れがある。

【0005】このような問題を解決する無段変速機の変速比制御に関する無段変速機の制御装置の一つに、例えば特開平4-203665号公報に記載されるものがある。この無段変速機の制御装置では、シフト操作装置に設けられているシフトポジションのうち、通常走行レンジ（Dレンジ）からエンジンブレーキレンジ（2又はLレンジ）にダウンシフト操作された場合に、車体に作用する加速度を検出し、この加速度検出値が、所定値を越えるような場合には、当該ダウンシフト操作により強制的に急激に大きくなるように変更設定される無段変速機の変速比の変化速度を抑制しようとするものである。

【0006】この無段変速機の制御装置によれば、例えば降坂途中で、前述のような無段変速機の急減速変化速度が抑制されるから、その時々刻々における変速比に応じた前記プーリー比を達成する流体圧、油圧が確保されて固定円錐板と可動円錐板との間でベルトの挟着力が確保されると共に、入力軸の回転速度の変化幅が小さくなるから、過渡的な慣性トルク変動が抑制されてベルトの滑りが防止されるという利点がある。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前記特開平4-203665号公報に記載される無段変速機の制御装置では、前記2又はLレンジ、即ちエンジンブレーキレンジにおける車輪からの入力に対する無段変速機の慣性トルクの大きさそのものを小さくすることはできない。このことによる問題を、氷雪路面や濡れたタイル路面等の低 $\mu$ 路面で子細に考察してみる。

【0008】このような低 $\mu$ 路面ではタイヤと路面との間の摩擦係数状態も小さいから、当該低 $\mu$ 路面でタイヤに制動力が付与されると車輪はロックし易く、自動車工学に言うスリップ率が大きくなる。現今のタイヤ特性ではスリップ率が10～30％程度の範囲内で操舵や駆動・制動に関与するタイヤのグリップ力（摩擦力と等価である）は確保されるから、これよりも車輪の実際のスリップ率（以下、単に実スリップ率とも記す）が大きくなることは舵取り効果や制動距離の確保が困難になることになる。逆論すれば、このタイヤのグリップ力を確保できる車輪のスリップ率の範囲を目標スリップ率とし、こ

の目標スリップ率に対して、車体速、即ち車速から算出される当該目標スリップ率を満足する車輪速の範囲を目標車輪速とすれば、この目標車輪速の範囲内に実際の車輪速が納まっていることが、車両としての舵取り効果や制動距離を確保できることになる。このとき、実スリップ率が前記目標スリップ率の範囲を越えて大きいということは、前述のようにタイヤのグリップ力そのものが低下していると考えてもよいことになる。

【0009】このことを、前記通常走行レンジ（Dレンジ）からエンジンブレーキレンジ（2又はLレンジ）にダウンシフト操作して、無段変速機の変速比を強制的に大きくし、これによりエンジンブレーキによる車輪への制動力が大きくなっている状態にあてはめてみる。このとき、エンジンブレーキによる車輪への制動力に抗して、当該車輪を回転させる入力、アクセルペダルの踏み込みがない限り、あくまでも路面にグリップしているタイヤが走行慣性による車体速（つまり車速と等価である）に追従するように車輪を回転させる入力のみである。

【0010】しかし、このような無段変速機の実際の変速及び動力伝達系の出力側端である車輪を、タイヤのグリップ力と車体速とで回転させる場合、この間、前述のようにスロットル開度が低減して当該無段変速機の変速パターンが或る一定の変速比に設定され続けているために、この車輪を回転させる入力は無段変速機の入力側にまで回転変動として伝達されてしまう。ここで、出力側に前記ワンウェイクラッチのような動力伝達方向規制手段を持たない無段変速機では、車輪を回転させるために必要な車輪からの入力伝達系は、前記シフト操作によって強制的に小さな減速比、即ち車輪は回りにくい状態に移行されたと考えられ、しかもこの車輪からの入力伝達系は、その末端に当該無段変速機の回転系が持つ慣性重量を備えていると言える。即ち、車輪への入力は、各エンジンブレーキレンジの最小変速比が与える大きな慣性トルクに抗して当該車輪を回さなければならない。しかも、車輪への入力はタイヤと路面とのグリップ力に依存していて、前述のような低 $\mu$ 路面ではこのグリップ力そのものが小さく、更に実スリップ率は目標スリップ率を越えて更にタイヤのグリップ力が小さくなっている。従って、前記ダウンシフト操作による大きなエンジンブレーキ、つまり車輪への大きな制動力によって減速し始めた当該車輪は、十分なグリップ力を得、且つ前記無段変速機の大きな慣性トルクに抗して回転しにくく、前記所望する目標スリップ率の範囲に当該車輪速を維持又は増速復帰させることが困難になる虞れがある。

【0011】また、これに類似する現象は同じく低 $\mu$ 路面で、例えば前記エンジンブレーキレンジ、即ち2又はLレンジにおいて登坂走行した後に、平坦路面走行又は降坂走行に移行した場合、運転者がアクセルペダルの踏み込みを解除してコースト走行状態に移行した場合などに

も発生する虞れがある。エンジンブレーキレンジでの登坂走行中は車速一定であってもスロットル開度が大きいために無段変速機の変速比は大きくなるが、その一方でエンジンの回転駆動力が車輪を回転させている。一方、平坦路面走行又は降坂走行に移行すると車速一定であってもスロットル開度が小さいために無段変速機の変速比は小さくなるが、その一方でエンジンによる車輪の回転駆動力は極端に低減する。このとき、前記エンジンブレーキレンジでは、無段変速機の変速比は小さくなくとも、その最小変速比は前述のようにある程度、大きいものであるから、タイヤのグリップ力と車速とによる車輪回転駆動力（つまり路面が車輪を回転させる駆動力であることから車輪への路面回転駆動力とも記す）は、依然として無段変速機の大きな慣性トルクに抗して作用しなければならず、低 $\mu$ 路面のようにタイヤのグリップ力が小さい状況下では、コースト走行に移行した時点からむしろ車輪はロック傾向になってしまう。

【0012】このことは、前述のエンジンブレーキによる車輪への制動力とは直接的に関連しないが、例えば運転に熟練した運転者では、既知のようなアンチスキッド制御装置を搭載しない通常の車両にあって、ブレーキペダル踏み込みによる制動時に前記低 $\mu$ 路面において車輪がロックする或いはロックする傾向、つまり車輪のスリップ率が大きくなると、車輪に付与した制動力が大きすぎると判断し、必然的に所謂ポンピングブレーキ操作によって、前記アンチスキッド制御装置と同様の制動力の増減操作を行うことにより、車輪速を目標車輪速まで増速復帰させて前述の舵取り効果や制動距離を確保しようとする場合にも同様に発生する虞れがある。

【0013】これと同様の問題は、前記アンチスキッド制御装置を搭載する車両にあって、当該アンチスキッド制御装置により実スリップ率が目標スリップ率を上回って増加した或いは増加しそうな車輪に対し、当該車輪への制動力を減少した場合にも発生する可能性がある。本発明はこれらの諸問題に鑑みて開発されたものであり、特に低 $\mu$ 路面においても急激に減速した車輪速を、速やかに車体速又は前記目標スリップ率を満足する車輪速まで復帰することを可能として、舵取り効果や制動距離を確保することが可能な無段変速機の制御装置を提供することを目的とするものである。

【0014】

【課題を解決するための手段】本件発明者は前記諸問題を解決すべく鋭意検討を重ねた結果、以下の知見を得て本発明を開発した。即ち、例えば無段変速機の入力側に設けられたクラッチを車輪の急制動時に遮断することは、機関の停止、つまりエンジンストップを回避するためには有効である。しかし、機関と車輪との動力伝達系を完全に遮断してしまったのでは、具体的に前記ダウンシフト操作等により増加したエンジンブレーキによる各車輪への制動力に抗して、当該車輪を低 $\mu$ 路面で回転さ

せることは依然としてできない。そこで、機関と車輪とは動力伝達系によって接続した状態に維持して、当該車輪（具体的には駆動輪である）の車輪速を目標車輪速に維持又は増速復帰させる入力の一部に適用し、同時にエンジンブレーキレンジの変速比制御領域を制御することによって、路面回転駆動力の入力伝達系がもつ無段変速機の慣性トルクを減少できることを見出した。この際、問題となるのは、実際の変速比制御領域を変更制御する制御量である。つまり、例えば意図的な制動であるブレーキペダルの踏み込みを解除してアクセルペダルの踏み込みを行えば、機関の回転状態は上昇するから車輪への回転駆動力はエンジンから得られ、路面回転駆動力に対して前述のような制御を無段変速機側で行う必要はない。問題なのは、前記アンチスキッド制御装置によって制動力が減少された場合をも含んで、アクセルペダルを踏み込むことができない状況、つまり車速一定であってもスロットル開度が低減している状況での路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルク、これは即ち当該エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比によって決定される。従って、車速が或る程度のレベルで且つスロットル開度が低減している状況で決定される当該エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比をより小さくすれば、路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクは小さくなる。また、エンジンブレーキによって車輪速が制動される如何なる状況下でも、このようにエンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を小さくする制御が適切かという点、高 $\mu$ 路面等ではタイヤが十分なグリップ力を有しているから、この最小変速比の減小制御がエンジンブレーキによる車輪への制動力を不必要に小さくしてしまい、結果的にタイヤが十分なグリップ力を有しているにも関わらず制動距離を確保できなくなる虞れがある。従って、例えば低 $\mu$ 路面におけるエンジンブレーキレンジの過大なエンジンブレーキ制動力によって車輪が通常の回転状態から、前記目標スリップ率を越えるような車輪速まで減速する比率、つまり車輪回転減速度が或る所定車輪回転減速度値以上となった場合にのみ、前記エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を小さくする制御を実施するものとすればよい。このとき、各エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を小さくする目標値は、エンジンブレーキによる車輪への制動力をできるだけ小さくし且つ路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクをできるだけ小さくする目的から言えば、当該目標値を通常走行レンジの変速比制御領域の最小変速比にすることが望ましい。しかし、その一方で、車輪のスリップ率が過大とならない範囲でエンジンブレーキによる車輪への制動力をできるだけ確保したいという目的に則せば、当該スリップ率が車体速と実際の車輪速との偏差に応じ且つ制動時の両者の偏差は制動力及び路面の摩擦係数状態に応じている事実から、前記車輪回転減速度に

じて各エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を小さくする目標値を設定すればよいことになる。

【0015】一方、低 $\mu$ 路面における前記エンジンブレーキによる車輪への過大な制動力に係る諸問題は、シフト操作によってエンジンブレーキレンジが選択されているときのみと考えられる。つまり、通常走行レンジが選択されているときには、前述のようにその変速比制御領域の最小変速比をそれ以上小さくすることができないし、また通常の前進走行状態では、所謂Pレンジ、Nレンジ、Rレンジ等が選択されることも考えられない（問題なのはNレンジであるが、無段変速機を含む自動変速機搭載車両においては、通常の前進走行状態におけるNレンジの選択シフト操作を推奨していない）。従って、前記各エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を小さくする制御は、エンジンブレーキレンジ以外のシフトポジションが選択されたときに解除することとすればよい。

【0016】而して本発明のうち請求項1に係る無段変速機の制御装置は図1の基本構成図に示すように、変速シフトポジションに少なくとも通常走行レンジ及びエンジンブレーキレンジを備え、前記変速シフトポジションに通常走行レンジが選択されたときには通常走行に好適な通常走行変速比制御領域で無段変速機の変速パターンを制御し且つ前記変速シフトポジションにエンジンブレーキレンジが選択されたときには前記通常走行変速比制御領域よりも最小変速比の大きいエンジンブレーキ変速比制御領域で無段変速機の変速パターンを制御する変速パターン制御手段を備えた無段変速機の制御装置において、車輪回転の減速度を検出する車輪回転減速度検出手段を備え、前記変速パターン制御手段は、前記車輪回転減速度検出手段で検出された車輪回転減速度検出値が所定車輪回転減速度値以上のときに、前記エンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比を所定変速比まで小さく変更する変速パターン変更手段を備えたことを特徴とするものである。

【0017】また、本発明のうち請求項2に係る無段変速機の制御装置は、前記変速パターン制御手段が、前記変速パターン変更手段によるエンジンブレーキ変速比制御領域の変更を、前記エンジンブレーキレンジ以外の変速シフトポジションが選択されたときに解除する変速パターン変更解除手段を備えたことを特徴とするものである。

【0018】また、本発明のうち請求項3に係る無段変速機の制御装置は、前記変速パターン変更手段が、前記エンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比が小さく変更される所定変速比を、前記通常走行変速比制御領域の最小変速比に設定することを特徴とするものである。また、本発明のうち請求項4に係る無段変速機の制御装置は、前記変速パターン変更手段が、前記エンジンブレーキ

キ変速比制御領域の最小変速比が小さく変更される所定変速比を、前記車輪回転減速度検出手段で検出された車輪回転減速度検出値に応じて設定することを特徴とするものである。

【0019】

【作用】本発明のうち請求項1に係る無段変速機の制御装置では図1の基本構成図に示すように、前記無段変速機の変速パターンに設けられた変速パターン変更手段は、例えば前記ダウンシフト操作や2又Lレンジ、即ちエンジンブレーキレンジでの急激なコースト走行への移行時にあって、前記車輪減速度検出手段で検出された車輪回転減速度検出値が所定車輪回転減速度値以上のときには、例えば車両は低 $\mu$ 路面を走行中で、当該エンジンブレーキレンジにおける変速比制御領域の最小変速比が、エンジンブレーキによる車輪への過大な制動力として作用していると判定し、従って当該エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の通常最小変速比を、所定変速比まで小さくする。これにより、無段変速機の入出力系の減速比が小さくなるから同等の機関バックトルクによるエンジンブレーキの車輪への制動力は低減し、同時にタイヤのグリップ力と車体速とが車輪を回転駆動する力、即ち前記路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクは小さくなるから、車輪（駆動輪）の車輪速は、前記した目標スリップ率の範囲を満足する目標車輪速に維持又は増速復帰し易くなり、その結果、車両としての舵取り効果と制動距離とを確保できる。これと同等の作用・効果は、前記アンチスキッド制御装置を含んで、アクセルペダルの踏み込みが小さく又はなく、つまりスロットル開度が小さく且つ車輪への制動力が減少された場合にも発現する。一方、前記高 $\mu$ 路面等でタイヤが十分なグリップ力を有している場合には、前記エンジンブレーキレンジにおいてエンジンブレーキによる大きな制動力が駆動輪に作用しても、当該車輪の減速度は車体の減速度と同程度であり、この車体の減速度は、前記低 $\mu$ 路面において車輪がロックする或いはロック傾向である程度の当該車輪の減速度よりも小さいと考えられるから、前記所定車輪回転減速度値を高 $\mu$ 路面における当該車体の最大減速度よりも大きな値に設定することで、前記変速パターン変更手段によるエンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を小さくする変更制御を回避し、これにより当該エンジンブレーキレンジにおけるエンジンブレーキが車輪への制動力として小さくなることはなく、同時にこの大きな制動力を利用して車両の制動距離を確保することができる。

【0020】また、本発明のうち請求項2に係る無段変速機の制御装置では、前記変速パターン変更解除手段が、前記エンジンブレーキ以外のシフトポジション、即ちDレンジ（通常走行レンジ）、Pレンジ、Rレンジ、Nレンジが選択された場合に、前記変速パターン変更手段によって変更されたエンジンブレーキレンジの変速比

制御領域の最小変速比を解除して通常の変速比に復帰する。このとき、車両の駐車時、即ちPレンジやNレンジの選択時には、前記最小変速比変更制御を実施する必要がない。また、車両の後退時、即ちRレンジの選択時には、少なくとも前記車両前進時のエンジンブレーキによる問題は発生しないから、前記最小変速比変更制御を実施する必要がない。また、通常走行レンジが選択されているときには、前述のようにその変速比制御領域の最小変速比をそれ以上小さくすることができないから、実質的に前記最小変速比変更制御を実施する必要がない。同時に、この通常走行レンジが車両の前進走行中に前記エンジンブレーキレンジから移行選択された場合には、前記エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比変更制御によって車輪速が前記目標車輪速に維持又は増速復帰され、又はより大きな車速を得る必要があるとも考えられるから、これらの状況下で前記エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を解除して通常の変速比に復帰することは運転者の意識に逆らうものではない。

【0021】また、本発明のうち請求項3に係る無段変速機の制御装置では、前記変速パターン変更手段が、前記エンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比が小さく変更される所定変速比を、前記通常走行変速比制御領域の最小変速比に設定することとしたために、この所定変速比までエンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比が小さく変更設定されれば、エンジンブレーキによる車輪への制動力は可及的に小さくなり且つ路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクも可及的に小さくなるから、車輪は路面によって最も回転駆動され易くなり、前記の諸効果を速やかに得ることができる。

【0022】また、本発明のうち請求項4に係る無段変速機の制御装置は、前記変速パターン変更手段が、前記エンジンブレーキ変速比制御領域の最小変速比が小さく変更される所定変速比を、前記車輪回転減速度検出手段で検出された車輪回転減速度検出値に応じて設定することとしたために、前述のように車輪のスリップ率が過大とならない範囲で可及的にエンジンブレーキによる車輪への制動力は確保され、これにより前記低 $\mu$ 路面における最良の制動距離を確保することが可能となる。

【0023】

【実施例】次に本発明の無段変速機の制御装置を実際の車両に適用した第1実施例を図2～図9に基づいて説明する。この第1実施例の基本的な車両構造は、後述する無段変速油圧制御回路やコントローラであるマイクロコンピュータ等を含めて、本出願人が先に提案した特開昭61-105353号公報に記載される無段変速機の制御装置と同等かほぼ同等であり、このうち同等の部分は夫々各構造の説明部位で同等であることを説明したのち、当該公報を参照するものとして詳細な説明を割愛することもある。なお、本実施例では機関（即ちエンジ

ン）の回転駆動力によって回転駆動される駆動輪は前左右輪である、所謂FF（フロントエンジンフロントドライブ）車両に適用されたものとする。また、各車輪の制動力は、当該車輪に設けられた流体圧ホイールシリンダによって供給されるものとし、各ホイールシリンダへの作動流体圧は、ブレーキペダルに接続されたマスタシリンダ内のマスタシリンダ圧が等分されるものとする。また、基本的には前述のようなアンチスキッド制御装置を搭載していないものとする。

【0024】図2は無段変速機の動力伝達機構を示すものであり、この無段変速機はフルードカップリング12、前後進切換機構15、Vベルト式無段変速機構29、差動装置56等を有しており、エンジン10の出力軸10aの回転を所定の変速比及び回転方向で出力軸66及び68に伝達することができる。この無段変速機は、フルードカップリング12（ロックアップ油室12a、ポンプインペラ12b、タービンライナ12c、ロックアップクラッチ12d等を有している）、回転軸13、駆動軸14、前後進切換機構15、駆動プーリ16（固定円錐部材18、駆動プーリシリンダ室20（室20a、室20b）、可動円錐部材22、溝22a等からなる）、遊星歯車機構17（サンギヤ19、ピニオンギヤ21、ピニオンギヤ23、ピニオンキャリア25、インターナルギヤ27等からなる）、Vベルト24、従動プーリ26（固定円錐部材30、従動プーリシリンダ室32、可動円錐部材34等からなる）、従動軸28、前進用クラッチ40、駆動ギヤ46、アイドラギヤ48、後進用ブレーキ50、アイドラ軸52、ピニオンギヤ54、ファイナルギヤ44、差動装置56（ピニオンギヤ58、ピニオンギヤ60、サイドギヤ62、サイドギヤ64等からなる）、出力軸66、出力軸68等から構成されているが、これらのについての詳細な説明を省略する。なお、説明を省略した部分の詳細な構成については本出願人が先に提案した前記特開昭61-105353号公報を参照されたい。また、前記従動プーリ26のシリンダ室32の受圧面積は前記駆動プーリ16のシリンダ室20の各室20a、20bの受圧面積の約1/2程度に設定してあり、当該従動プーリ26のシリンダ室32には後述する油圧制御装置から、共通作動油圧としてのライン圧が供給されており、駆動プーリ16のシリンダ室20の各室20a、20bに当該油圧制御装置から制御された作動油圧が供給されて駆動プーリ16のV字状プーリ溝の幅を拡狭変更して、Vベルト24と駆動プーリ16との接触位置半径を変更制御すると、このVベルト24に掛かるエンジン10からの回転駆動力に抗して当該Vベルト24と従動プーリ26とが滑らないように挟持しながら、且つ駆動プーリ16のV字状プーリ溝の幅の拡狭変更量に反比例するように当該従動プーリ26のV字状溝の幅を拡狭変更して当該従動プーリ26とVベルト24との接触位置半径を変更制御し、これによ

り所望する両プーリ16、26間のプーリ比を達成してこれを無段変速機の入出力間の変速比にするように構成されている。

【0025】図3は本実施例の無段変速機の油圧制御装置である。この油圧制御装置は、オイルポンプ101、ライン圧調圧弁102、マニュアル弁104、変速制御弁106、調整圧切換弁108、ステップモータ110、変速操作機構112、スロットル弁114、一定圧調圧弁116、電磁弁118、カップリング圧調圧弁120、ロックアップ制御弁122等を有しており、これらは互いに図示のように接続されており、また前進用クラッチ40、後進用ブレーク50、フルードカップリング12、ロックアップ油室12a、駆動プーリシリンダ室20及び従動プーリシリンダ室32とも図示のように接続されている。これらの弁等についての詳細な説明は前記特開昭61-105353号公報に記載されているものと同等かほぼ同等であるために、当該公報を参照されるものとしてここでは割愛するが、前記マニュアル弁104のスプール136の切換え停止位置には、LレンジとDレンジとの間に所謂2レンジを介装して、計6つのポジションで当該スプール136が停止するものとした。この停止ポジション増加に係る当該油圧制御装置における具体的な作動油圧の変化はなく、後述するマイクロコンピュータでの演算処理が若干異なる程度である。なお、図3中の各参照符号は次の部材を示す。ピニオンギヤ110a、リザーバタンク130、ストレーナ131、油路132、リリーフ弁133、弁穴134、ポート134a~134e、スプール136、ランド136a~136b、油路138、一方向オリフィス139、油路140、油路142、一方向オリフィス143、弁穴146、ポート146a~146g、スプール148、ランド148a~148e、スリープ150、スプリング152、スプリング154、変速比伝達部材158、油路164、油路165、オリフィス166、オリフィス170、弁穴172、ポート172a~172e、スプール174、ランド174a~174c、スプリング175、油路176、オリフィス177、レバー178、油路179、ピン181、ロッド182、ランド182a、182b、ラック182c、ピン183、ピン185、弁穴186、ポート186a~186d、油路188、油路189、油路190、弁穴192、ポート192a~192g、スプール194、ランド194a~194e、負圧ダイヤフラム198、オリフィス199、オリフィス202、オリフィス203、弁穴204、ポート204a~204e、スプール206、ランド206a、206b、スプリング208、油路209、フィルタ211、オリフィス216、ポート222、ソレノイド224、プランジャ224a、スプリング225、弁穴230、ポート230a~230e、スプール232、ランド232a、232b、スプリング

234、油路235、オリフィス236、弁穴240、ポート240a~240h、スプール242、ランド242a~242e、油路243、油路245、オリフィス246、オリフィス247、オリフィス248、オリフィス279、チョーク型絞り弁250、リリーフバルブ251、保圧弁252、チョーク型絞り弁253、油路254、クーラ256、クーラ保圧弁258、オリフィス259、切換検出スイッチ278である。

【0026】図4は前記ステップモータ110及びソレノイド224の作動を制御する電子制御装置（マイクロコンピュータ）300を示すものである。このマイクロコンピュータ300は、入力インターフェース311、基準パルス発生器312、中央演算処理装置（CPU）313、リードオンリメモリ（ROM）314、ランダムアクセスメモリ（RAM）315及び出力インターフェース316を有しており、これらはアドレスバス319及びデータバス320によって連結されている。このマイクロコンピュータには、エンジン回転速度センサ301、車速センサ302、スロットル開度センサ303、シフトポジションスイッチ304、タービン回転速度センサ305、エンジン冷却水温センサ306、ブレーキセンサ307、切換検出スイッチ298、左駆動輪速（即ち前左輪速）センサ402及び右駆動輪速（即ち前右輪速）センサ404からの信号が直接又は波形整形器308、309、322、412及び414、及びAD変換器310を介して入力され、一方、増幅器317及び信号線317a~317dを介してステップモータ110へ信号が出力され、またソレノイド224へも信号が出力されるが、これらの詳細な説明は前記特開昭61-105353号公報に記載されるものと同等又はほぼ同等であるので、そちらを参照されるものとして割愛する。なお、当該公報に記載されていないものとしては、前述のようにシフトポジションとしてLレンジとDレンジとの間に2レンジが新たに設けられているため、前記シフトポジションスイッチ304からはこの2レンジを加えた計6つのポジション信号がマイクロコンピュータ300に入力される。また、また左駆動輪速センサ402及び右駆動輪速センサ404からは、夫々当該駆動輪速に応じた正弦波出力信号が出力され、夫々、波形整形器412、414を介して当該駆動輪速に応じたパルス信号からなる車輪速検出値 $V_{rL}$ 、 $V_{rR}$ （これらを統括して各車輪速とも記し、その場合の符号は $V_{ri}$ とも記す。従って、 $i$ はL又はRに相当する）が、夫々入力インターフェース311を介してマイクロコンピュータ300内に読込まれる。

【0027】そして、前記マイクロコンピュータ300により前記無段変速機の変速比制御は図5のフローチャートに示す基準演算処理に従って実行される。この演算処理の基本的なロジック体系は前記特開昭61-105353号公報に記載されるものとはほぼ同等であるが、前



記シフトポジションに2レンジが付加された関係で、検索される変速パターンとして当該2レンジに相当する変速パターンが付加される。この変速比制御の基準演算処理について簡単に説明すれば、図5の演算処理は所定時間( $\Delta T$ )毎のタイマ割込みによって実行され、まずステップ502で前記シフトポジションスイッチ304からのシフトポジションを読み込み、次いでステップ504でシフトポジションがD、2、L、Rレンジであると判定された場合にはステップ508に移行し、そうでない場合にはステップ506に移行する。前記ステップ508では前記スロットル開度センサ303からの信号に基づいてスロットル開度THを読み込み、次いでステップ510で車速センサ302からの信号に基づいて車速Vを読み込み、次いでステップ512でエンジン回転速度センサ301からの信号に基づいてエンジン回転速度 $N_e$ を読み込み、次いでステップ514でタービン回転速度センサ305からの信号に基づいてタービン回転速度 $N_t$ を読み込む。次にステップ516に移行して、前記エンジン回転速度 $N_e$ とタービン回転速度 $N_t$ との回転偏差 $N_o$ を算出し、次にステップ518で、予め記憶されている制御マップに従ってロックアップ車速 $V_{off}$ 及びロップアップオフ車速 $V_{off}$ を検索する。

【0028】次にステップ520に移行して、ロップアップフラグLUFが設定されている場合にはステップ544に移行し、そうでない場合にはステップ522に移行する。前記ステップ544では、当該車速Vが前記ロックアップオフ車速 $V_{off}$ よりも小さい場合にステップ540に移行し、そうでない場合にステップ546に移行する。一方、前記ステップ522で当該車速Vが前記ロックアップ車速 $V_{off}$ よりも大きいと判定された場合にはステップ524に移行し、そうでない場合には前記ステップ540に移行する。前記ステップ524では、前記回転偏差 $N_o$ から第1の目標値 $N_{m1}$ を減じて回転目標値偏差eを算出し、次にステップ526で予め記憶された制御マップから前記回転目標値偏差eに応じた第1のフィードバックゲイン $G_1$ を検索し、次にステップ528で前記回転偏差 $N_o$ が制御系切替閾値 $N_o$ よりも小さい場合にはステップ530に移行し、そうでない場合にはステップ538に移行する。前記ステップ530では、前回デューティ比に微小所定値 $\alpha$ を加えて今回デューティ比を設定し、次にステップ532でこの今回デューティ比が100%より小さいと判定された場合にはステップ602に移行し、そうでない場合にはステップ534に移行する。前記ステップ534では、今回デューティ比を100%に修正し、次にステップ536でロップアップフラグLUFを設定して前記ステップ602に移行する。一方、前記ステップ538では今回デューティ比を、前記回転目標値偏差e及び第1のフィードバックゲイン $G_1$ を変数とする演算式に基づいて算出し、前記ステップ602に移行する。一方、前記ステップ54

0では今回デューティ比を0%に設定し、次にステップ542でロックアップフラグLUFを算出し、前記ステップ602に移行する。また、前記ステップ546では今回デューティ比を100%に設定して、前記ステップ602に移行する。

【0029】前記ステップ602で、当該車速Vが変速比制御開始閾値 $V_o$ よりも小さいと判定された場合はステップ604に移行し、そうでない場合はステップ624に移行する。前記ステップ604でスロットル開度THがアイドル判定閾値 $TH_o$ よりも小さいと判定された場合はステップ610に移行し、そうでない場合にはステップ606に移行する。前記ステップ606では、今回デューティ比を0%に設定し、次にステップ608でステップモータ110への目標パルス $P_o$ を最大変速比パルス $P_1$ に設定してステップ630に移行する。一方、前記ステップ506では、今回デューティ比を0%に設定して前記ステップ630に移行する。

【0030】一方、前記ステップ624ではシフトポジションがDレンジである場合にステップ626に移行し、当該Dレンジに相当する変速パターンから車速V及びスロットル開度THに応じた変速比を検索して前記ステップ630に移行する。シフトポジションがDレンジでない場合にはステップ639に移行して、シフトポジションが2レンジである場合にはステップ640に移行し、当該2レンジに相当する変速パターンから車速V及びスロットル開度THに相当する変速比を検索して前記ステップ630に移行する。シフトポジションが2レンジでない場合にはステップ642に移行して、シフトポジションがLレンジである場合にはステップ628に移行し、当該Lレンジに相当する変速パターンから車速V及びスロットル開度THに相当する変速比を検索して前記ステップ630に移行する。またシフトポジションがLレンジでない場合にはステップ644に移行して、シフトポジションRレンジに相当する変速パターンから車速V及びスロットル開度THに相当する変速比を検索して前記ステップ630に移行する。

【0031】一方、前記ステップ610で、前記切替検出スイッチ298がオン状態である場合にはステップ612に移行し、そうでない場合にはステップ620に移行する。前記ステップ612では前記回転偏差 $N_o$ から第2の目標値 $N_{m2}$ を減じて回転目標値偏差eを算出し、次にステップ614で予め記憶された制御マップから前記回転目標値偏差eに応じた第2のフィードバックゲイン $G_2$ を検索し、次にステップ616で今回デューティ比を、前記回転目標値偏差e及び第2のフィードバックゲイン $G_2$ を変数とする演算式に基づいて算出し、次にステップ618でステップモータ110への現在のパルス数 $P_A$ を“0”に設定してステップ636に移行する。一方、前記ステップ630で現在パルス数 $P_A$ が目標パルス数 $P_o$ に等しいと判定された場合には前記ス

テップ636に移行する。また、前記ステップ630で現在パルス数 $P_A$ が目標パルス数 $P$ より小さいと判定された場合には、ステップ632に移行してステップモータ駆動信号をアップシフト方向に移動し、次にステップ634で現在パルス数 $P_A$ に“1”を加えて新たな現在パルス数 $P_A$ として更新記憶した後、前記ステップ636に移行する。一方、前記ステップ630で現在パルス数 $P_A$ が目標パルス数 $P$ より大きいと判定された場合には、前記ステップ620に移行してステップモータ駆動信号をダウンシフト方向に移動し、次にステップ622で現在パルス数 $P_A$ から“1”を減じて新たな現在パルス数 $P_A$ として更新記憶した後、前記ステップ636に移行する。

【0032】前記ステップ636では、前記ステップモータ駆動信号を出力し、次にステップ638でソレノイド駆動信号を出力してメインプログラムに復帰する。本実施例では、前記ステップ644のRレンジ相当変速パターン検索を除くステップ626、628、640で検索される通常の変速パターンは、後述する変速パターン変更制御による変速パターンを除いて、凡そ図6のような変速パターンに従って無段変速機の変速比が設定されると考えてよい。即ち、各変速パターンにおける変速比は、車速 $V$ とスロットル開度 $TH$ とを変数とする制御マップ上で、それらの変数に従って検索すれば一意に設定される。この図6を、車速 $V$ を横軸、エンジン回転速度 $Ne$ を縦軸、スロットル開度 $TH$ をパラメータとする変速パターンの総合制御マップであると仮定すれば、原点を通る傾き一定の直線は変速比が一定であると考えればよく、例えば変速パターンの全領域において最も傾きの大きい直線は、車両全体の減速比が最も大きい、即ち最大変速比 $C_{H1}$ であり、逆に最も傾きの小さい直線は、車両全体の減速比が最も小さい、即ちDレンジ最小変速比 $C_{D10}$ であり、このDレンジ最小変速比よりも傾きの大きい車両全体の減速比が2レンジ最小変速比 $C_{210}$ であると考えてよい。従って、具体的には前記Lレンジの変速パターンは車速 $V$ 及びスロットル開度 $TH$ に関わらず前記最大変速比 $C_{H1}$ に固定され、前記2レンジの変速パターンは前記最大変速比 $C_{H1}$ と2レンジ最小変速比 $C_{210}$ との間の領域で車速 $V$ 及びスロットル開度 $TH$ に応じて設定される変速比の経時的軌跡からなる制御曲線となり、前記Dレンジの変速パターンは前記最大変速比 $C_{H1}$ とDレンジ最小変速比 $C_{D10}$ との間の領域で車速 $V$ 及びスロットル開度 $TH$ に応じて設定される変速比の経時的軌跡からなる制御曲線となる。ここで、この変速パターンは前記した変速パターン変更制御によって変更がなされるものとし、その変更制御対象となる制御量には通常の変速文字を付加する。例えば、前記Lレンジの変速パターンである図6のLレンジは通常Lレンジと記し、同図の最大変速比 $C_{H1}$ は通常Lレンジ最小変速比 $C_{L10}$ と等価である。また、図6の2レンジ最小変速比は通常2

レンジ最小変速比 $C_{210}$ と記し、同図の2レンジ変速領域は通常2レンジ変速領域と記す。そして、前記通常Lレンジ最小変速比 $C_{L10}$ と等価である最大変速比 $C_{H1}$ と、通常2レンジ最小変速比 $C_{210}$ との偏差を $L-2$ レンジ変速比最大偏差 $\Delta C_{L-2}$ と定義し、また、前記通常Lレンジ最小変速比 $C_{L10}$ と等価である最大変速比 $C_{H1}$ と、Dレンジ最小変速比 $C_{D10}$ との偏差を $L-D$ レンジ変速比最大偏差 $\Delta C_{L-D}$ と定義する。なお、車速 $V$ が前記変速比制御開始閾値 $V_0$ よりも小さい領域では、各シフトポジションのレンジに関係なく、変速比（即ち変速パターン）は前記最大変速比 $C_{H1}$ に固定される。つまり、この変速比制御開始閾値 $V_0$ は自動変速機搭載車両で発生するクリープ状態の制御上限値であると考えればよい。ここで、最大変速比 $C_{H1}$ における変速比制御開始閾値 $V_0$ のときのスロットル開度 $TH$ と同じく変速比制御開始閾値 $TH_1$ と定義し、この変速比制御開始スロットル開度閾値 $TH_1$ において2レンジ最小変速比 $C_{210}$ となる車速 $V$ を通常2レンジ最小変速比車速 $V_{21}$ 、同じく変速比制御開始スロットル開度閾値 $TH_1$ においてDレンジ最小変速比 $C_{D10}$ となる車速 $V$ をDレンジ最小変速比車速 $V_{D1}$ と定義し、これらの各レンジ最小変速比車速 $V_{21}$ 、 $V_{D1}$ を単に通常レンジ最小変速比車速 $V_{J1}$ とも記すこととする。但し、これらのクリープ状態の制御上限値に関しては、後述する車輪速確保の制御に対応べく適宜に選定されるべきものであって、例えば低 $\mu$ 路面において車輪速が確保できないような場合には当該クリープ状態制御上限値を排除することも考えられる。

【0033】それでは次に、前述のような無段変速機並びにその変速制御装置を搭載する車両にあって、特に冰雪路面や濡れたタイル路面等の低 $\mu$ 路面で発生する車輪速（特に駆動輪速）の問題並びにそれを解決するための本実施例の基本原理解について、簡潔に説明する。前記2レンジやLレンジをエンジンブレーキレンジと称することにすれば、このエンジンブレーキレンジの変速領域の通常最小変速比、即ち通常Lレンジ最小変速比 $C_{L10}$ や通常2レンジ最小変速比 $C_{210}$ は、少なくともDレンジ、つまり通常走行レンジの最小変速比 $C_{D10}$ よりも車両減速比として大きい。従って、コースト走行状態のようにアクセルペダルの踏込みがないなど、スロットル開度が低下している状況でこれらのエンジンブレーキレンジが選択されている状況下では、通常走行レンジにおけるコースト走行状態よりもエンジンブレーキによる駆動輪への制動力が大きいことになる。このように大きなエンジンブレーキによる駆動輪への制動力に抗して、当該駆動輪を回転させる入力、タイヤのグリップ力と車体速とによる前記路面回転駆動力のみである。

【0034】一方、前記エンジンブレーキレンジの通常最小変速比に変速比制御されている無段変速機は、前記路面回転駆動力に対して通常走行レンジの最小変速比よりも大きな慣性トルクを有していると言える。つまり、

路面回転駆動力は、この大きな慣性トルクに抗して駆動輪を回転させなければならない。ところが、前述のように低 $\mu$ 路面ではタイヤのグリップ力そのものが小さく、更に実スリップ率は目標スリップ率を越えて更にタイヤのグリップ力が小さくなっているから、前記路面回転駆動力そのものが非常に小さいことになる。従って、このようなエンジンブレーキレンジの通常最小変速比に変速比制御されている無段変速機を搭載した車両では、低 $\mu$ 路面での駆動輪の車輪速を、前記所望する目標スリップ率を満足する目標車輪速の範囲に維持又は増速復帰させることが困難になる虞れがある。これは、前述したダウンシフト操作時にもエンジンブレーキレンジにおけるコースト走行状態にも、アクセルペダルの踏み込みが小さく又はなくてエンジンの回転駆動力が、車輪への十分な回転駆動力として伝達されない場合にはすべて発生し得る懸念である。また、ブレーキペダルの踏み込みによる意図的な制動時や前記アンチスキッド制御装置の作動時にも、前記駆動輪の車輪速が前記目標スリップ率を満足する目標車輪速よりも小さくなった場合には、同様に発生する可能性がある。

【0035】これを総合的に図7を用いて説明する。同図において前記無段変速機の慣性トルクを車軸回転に必要な車軸トルクに換算したものを $T_{rev}$ として表す。また、各タイヤ-路面間静的摩擦係数状態 $\mu$ における路面回転駆動力を車軸回転に必要な車軸トルクに換算したものを $T_{\mu}$ として表し、具体的には $\mu$ に各摩擦係数状態が代入される。同図から明らかなように、路面 $\mu$ が小さくなると、路面回転駆動力 $T_{\mu}$ も小さくなる。一方、無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ は、その変速比が小さくなるほど小さくなる。ここで最も小さな無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ となるのは前記Dレンジ（通常走行レンジ）の最小変速比が設定されている場合であり、前記2レンジ（エンジンブレーキレンジ）の最小変速比が設定されている場合の当該無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ は、これに比して相当に大きい。ここで、路面 $\mu$ が0.80程度である場合の路面回転駆動力 $T_{0.80}$ 曲線は、無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ 曲線を下回ることではないから、このような高 $\mu$ 路面で無段変速機の変速比が各エンジンブレーキレンジの最小変速比に設定制御されていても、駆動輪がロックすることはない。ところが、路面 $\mu$ が0.30程度である場合の路面回転駆動力 $T_{0.30}$ 曲線は、無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ 曲線のうち、やや変速比の大きい点で当該無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ 曲線を下回り、更に路面 $\mu$ が0.30程度である場合の路面回転駆動力 $T_{0.30}$ 曲線は、無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ 曲線のうち、相当に変速比の小さな点で当該無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ 曲線を下回る。このように路面回転駆動力 $T_{\mu}$ 曲線が無段変速機の慣性トルク $T_{rev}$ 曲線を下回る領域では、エンジンからの回転駆動力が増加しない限り、当該駆動輪はロックすることになる。

【0036】そこで、機関と車輪とは動力伝達系によって接続した状態に維持して、当該車輪（具体的には駆動輪である）の車輪速を目標車輪速に維持又は増速復帰させる入力の一部に適用し、同時にエンジンブレーキレンジの変速領域の最小変速比、具体的にはLレンジ最小変速比 $C_{L10}$ 及び2レンジ最小変速比 $C_{210}$ をより小さな変速比（ここではこれらを代表して低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ と記す）に変更設定することで、エンジンブレーキによる車輪への制動力を小さくすると共に、路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクを小さくして駆動輪が路面及び車体速によって回転し易い状況を構成する。

【0037】ここで、前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ は、少なくとも前記路面 $\mu$ に応じた駆動輪ロック領域よりも小さな変速比に設定する必要がある、例えば図7に則れば路面 $\mu$ が0.30程度の場合の駆動輪ロック領域よりも少なくとも小さい車輪ロック回避最小変速比 $C_{0.3010}$ と、路面 $\mu$ が0.10程度の場合の駆動輪ロック領域よりも少なくとも小さい車輪ロック回避最小変速比 $C_{0.1010}$ とでは、低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ は異なっているもよい。本実施例では、全ての安全を考慮し且つエンジンブレーキによる駆動輪への制動力を可及的に小さくすると共に、路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクを可及的に小さくするために、低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ をDレンジ最小変速比 $C_{010}$ に設定する。なお、所定の制動力に対する車輪の減速度の大きさは路面 $\mu$ の減少に応じて大きくなるはずであるから、車輪ロック回避最小変速比 $C_{\mu10}$ は車輪の減速度に基づいて算出可能であり、この車輪ロック回避最小変速比 $C_{\mu10}$ を低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ に設定してもよい。また、この低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ は、路面回転駆動力が無段変速機の慣性トルクに抗して駆動輪を回転可能とすることを最優先するものであるから、2レンジ又はLレンジの何れのエンジンブレーキレンジが選択されているかは、実質的には問題ではない。

【0038】また、エンジンブレーキによって車輪速が制動される如何なる状況下でも、このようにエンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比を小さくする制御が適切かという点、高 $\mu$ 路面等ではタイヤが十分なグリップ力を有しているから、この最小変速比の減小制御がエンジンブレーキによる車輪への制動力を不必要に小さくしてしまい、結果的にタイヤが十分なグリップ力を有しているにも関わらず制御距離を確保できなくなる虞れがある。従って、例えば低 $\mu$ 路面におけるエンジンブレーキレンジの過大なエンジンブレーキ制動力によって車輪が通常の回転状態から、前記目標スリップ率を越えるような車輪速まで減速する比率、つまり車輪回転減速度が或る所定車輪回転減速度値以上となった場合にのみ、前記エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の

最小変速比を小さくする制御を実施するものとすればよい。

【0039】また、前記2レンジ及びLレンジであるエンジンブレーキレンジ以外のシフトポジションでは、前記エンジンブレーキによる駆動輪への制動力の大きさの問題も、無段変速機の慣性トルクの大きさの問題も、発生しない若しくは回避する余地がないという事実から、具体的にDレンジ、Pレンジ、Rレンジ、Nレンジが選択された場合には前記最小変速比の変更設定制御を解除するものとした。

【0040】以上の発明原理に基づいて、前記図5の演算処理で検索され且つ図6の変速パターンと異なる変速パターンを算出設定するための演算処理を図8に示す。この演算処理は、前記無段変速機の制御装置であるマイクロコンピュータ30で所定時間(ΔT)毎のタイム割込みによって実行され、ここで算出設定された変速パターンは前記RAM315に記憶され、当該RAM315に記憶されている最新の變速パターンに従って前記図5の演算処理で變速比制御がなされる。従って、図8の演算処理は、図5の演算処理よりも優先順位が高いと考えればよい。ここで、算出される車輪減速度には車両前方への車輪加速度も包含されるため、ここでは両者を含めて車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ を算出するものとし、車両前方への車輪加速度を正、車両後方への車輪減速度を負で表す。従って、前記車輪減速度が或る所定値よりも大きいという表現は、ここでは車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ が或る所定値 $\alpha_{r0}$ (負の値)よりも小さいと表記される。なお、この所定値 $\alpha_{r0}$ は、低 $\mu$ 路面で車輪に大きな制動力が作用し、その結果、当該車輪速が前記目標スリップ率を満足する車輪速よりも減少するような場合、つまりロック傾向を示す\*

$$\alpha_{rj} = (V_{rj0} - V_{rj}) / \Delta T$$

前記ステップS8では、各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ のうち、小さい車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ をセレクトローにより選択し、この車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ を最小車輪加減速度 $\alpha_r$ として算出設定して、ステップS9に移行する。前記ステップS9では、前記ステップS8で算出設定された最小車輪加減速度 $\alpha_r$ が、絶対値が大きく且つ負の値である予め設定された所定値 $\alpha_{r0}$ よりも大きいかなんかを判定し、最小車輪加減速度 $\alpha_r$ が所定値 $\alpha_{r0}$ よりも大きい場合には前記ステップS6に移行し、そうでない場合にはステップS10に移行する。

【0045】前記ステップS10では、前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L1L0}$ としての前記Dレンジ最小変速比 $C_{D1L0}$ に、前記図6に相当する制御マップ上の各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 、 $C_{L10}$ を設定し、これを前記RAM315に更新記憶してから前記ステップS6に移行する。そして、前記ステップS6では、前記ステップS1で読み込まれた各車輪速 $V_{rj}$ を各車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM315に更新記憶してから、メインプログラムに復帰する。

\*す場合に、この車輪の減速度、つまり負の車輪加減速度が下回る程度の値に設定してあり、通常の高 $\mu$ 路面では、急制動を行っても負の車輪加減速度がこの所定値を下回ることのない程度の大きさに設定してある。

【0041】この図8の演算処理では、まずステップS1で前記左駆動輪速センサ402、右駆動輪速センサ404から、夫々、各車輪速検出値(単に車輪速とも記す) $V_{rj}$ を読み込む。次にステップS2に移行して、前記シフトポジションスイッチ304からの信号に基づいてシフトポジションを読み込む。

【0042】次にステップS3に移行して、前記ステップS2で読み込まれたシフトポジションがP、R、N、Dレンジの何れかのシフトレンジであるかを判定し、当該シフトポジションがP、R、N、Dレンジの何れかのシフトレンジである場合にはステップS4に移行し、そうでない場合にはステップS5に移行する。前記ステップS4では、前記図6に相当する制御マップ上の各レンジ最小変速比を通常レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 、 $C_{L10}$ ( $=C_{D1}$ )に設定し、これを前記マイクロコンピュータ300のRAM315に更新記憶してからステップS6に移行する。

【0043】一方、前記ステップS5では、前記マイクロコンピュータ300のRAM315に記憶されている最新の各車輪速前回値 $V_{rj0}$ を読み込んでステップS7に移行する。前記ステップS7では、前記ステップS1で読み込まれた車輪速 $V_{rj}$ と前記ステップS5で読み込まれた車輪速前回値 $V_{rj0}$ とを用いて、下記1式に従って各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ を算出して、ステップS8に移行する。

【0044】

..... (1)

【0046】次に、前記図8の演算処理の作用を説明する。今、乾燥したアスファルト路面やコンクリート路面等のようにタイヤとの間に十分な摩擦係数状態が維持される高 $\mu$ 路面において、アクセルペダルを踏込んで車両が定速状態若しくは加速状態で通常に走行している状態を想定する。なお、シフトポジションは通常走行に好適な前記Dレンジに維持されているものと想定する。従って、前記図8の演算処理が実行される所定サンプリング時間毎に、ステップS1で各駆動輪速センサ402、404からの車輪速 $V_{rj}$ を読み込み、次いでステップS2でシフトポジションを読み込む。次いで、図8の演算処理のステップS3では、シフトポジションがDレンジであることからステップS4に移行し、このステップS4でマップ上の各レンジ、つまり2レンジ及びLレンジの最小変速比を、通常各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{L10}$ ( $=C_{D1}$ )に設定して、これを前記RAM315に更新記憶し、次いでステップS6に移行して、前記ステップS1で読み込んだ各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰

するフローを繰り返す。

【0047】従って、このフローからは各エンジンブレーキレンジ、つまり2レンジ及びLレンジの最小変速比を小さくする変速領域、即ち変速パターンの変更設定はなされないから、前記図6に示す通常変速パターンに従って、図5の演算処理で無段変速機の変速比制御が実行される。このとき、実行される変速比制御領域は、前記Dレンジ変速領域と等価である。

【0048】次にこの状態から、同じく高 $\mu$ 路面においてシフトポジションを変えることなく、ブレーキペダルの踏み込みもアクセルペダルの踏み込みも解除した惰性走行状態、つまりコースト走行状態に移行したとする。このコースト走行状態では、所謂エンジンブレーキによるバックトルクが各車輪の制動力として作用するが、未だシフトポジションがDレンジであることから、図8の演算処理が実行されるサンプリング時間毎に、ステップS1～S3からステップS4に移行し、このステップS4で前記2レンジ及びLレンジの最小変速比を、通常の各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ （= $C_{E1}$ ）に設定して、これを前記RAM315に更新記憶し、次いでステップS6に移行して、前記ステップS1で読込んだ各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰するフローを繰り返す。

【0049】従って、このフローからも2レンジ及びLレンジの最小変速比を小さくする変速領域、即ち変速パターンの変更設定はなされないから、前記図6に示す通常変速パターンに従って、図5の演算処理で無段変速機の変速比制御が実行される。このとき、図5の演算処理で実行される無段変速機の変速比制御領域は、前記Dレンジ変速領域と等価である。

【0050】また、このような高 $\mu$ 路面で、シフトポジションをダウンシフト方向、即ちDレンジから2レンジ若しくはLレンジに移行し、前記無段変速機の変速パターンによる変速比を強制的に大きくして、エンジンブレーキを各駆動輪へのより大きな制動力として作用させた場合には、前記図8の演算処理が実行されるサンプリング時間毎に、ステップS1～S3を経てステップS5に移行する。そして、このステップS5で各車輪速前回値をRAM315から読み込み、次いでステップS7で各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ を算出し、次いでステップS8で各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ のうちの最小車輪加減速度 $\alpha_r$ を算出設定する。このとき、当該ステップS8で選択された最小車輪加減速度 $\alpha_r$ はより絶対値の大きな或る負の値となるが、ブレーキペダル踏み込みによる意図的な制動力が車輪に作用しない限り、前記図7に示すように、このような高 $\mu$ 路面での車輪速から得られるスリップ率が前記目標スリップ率を上回り、その結果、当該車輪速が目標スリップ率を下回ってロック傾向を示すことはないから、この最小車輪加減速度 $\alpha_r$ が前記絶対値が大きく且つ負の

値である所定値 $\alpha_{r0}$ より小さくなることはなく、従ってステップS9からステップS6に移行して、ステップS1で読込まれた各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰するフローを繰り返し、その結果、RAM315に記憶されている2レンジ及びLレンジの最小変速比は通常の各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ （= $C_{E1}$ ）に維持されている。つまり、2レンジ又はLレンジでの無段変速機の変速比制御領域は、前記図6に示す通常2レンジ変速領域又は通常Lレンジと同等であり、従ってスロットル開度の低減に伴って図5の演算処理で設定される各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ （= $C_{E1}$ ）は大きな車両減速比となるから、エンジンブレーキによるバックトルクは車輪への大きな制動力として作用し、これにより制動距離が確保される。

【0051】また、このような高 $\mu$ 路面の2レンジ若しくはLレンジでの走行にあって、登坂走行から平坦路面走行又は降坂走行等のコースト走行に移行した場合には、エンジンからの回転駆動力は極端に低減し、同時にスロットル開度の低減から無段変速機の変速比は各エンジンブレーキレンジの最小変速比が設定されることになるが、この各エンジンブレーキレンジの最小変速比は、少なくともDレンジ、即ち通常走行レンジの最小変速比よりも大きいことから、エンジンブレーキによるバックトルクは各駆動輪への大きな制動力として作用し、同時に前記無段変速機の慣性トルクは比較的大きい状態に維持される。この状態で、前記図8の演算処理が実行されるサンプリング時間毎に、ステップS1～S3を経てステップS5、S7で算出される各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ のうち、ステップS8で選択される最小車輪加減速度 $\alpha_r$ は絶対値の大きな或る負の値となるが、ブレーキペダル踏み込みによる意図的な制動力が車輪に作用しない限り、前記ダウンシフト操作時と同様に、図7に示すように、このような高 $\mu$ 路面での車輪速から得られるスリップ率が前記目標スリップ率を上回り、その結果、当該車輪速が目標スリップ率を下回ってロック傾向を示すことはないから、この最小車輪加減速度 $\alpha_r$ が前記絶対値が大きく且つ負の値である所定値 $\alpha_{r0}$ より小さくなることはなく、従ってステップS9からステップS6に移行して、ステップS1で読込まれた各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰するフローを繰り返し、その結果、RAM315に記憶されている2レンジ及びLレンジの最小変速比は通常の各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ （= $C_{E1}$ ）に維持されている。つまり、2レンジ又はLレンジでの無段変速機の変速比制御領域は、前記図6に示す通常2レンジ変速領域又は通常Lレンジと同等であり、従ってスロットル開度の低減に伴って図5の演算処理で設定される各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ （= $C_{E1}$ ）は大きな車両減速比となるから、エンジンブレー

キによるバックトルクは車輪への大きな制動力として作用し、これにより制動距離が確保される。

【0052】また、このような高 $\mu$ 路面では、2レンジ又はLレンジのエンジンブレーキレンジにおいて、例えば急ブレーキによって各車輪に大きな制動力が作用しても、路面とタイヤとの大きな摩擦係数状態により当該車輪速が前記目標スリップ率を満足する目標車輪速を大きく下回ることにはないから、急制動を含む高 $\mu$ 路面での制動時には、前記図8の演算処理が実行されるサンプリング時間毎に、ステップS1～S3を経てステップS5、S7で算出される各車輪加減速度 $\alpha_{ri}$ のうち、ステップS8で選択された最小車輪加減速度 $\alpha_r$ は更に絶対値の大きな或る負の値となるが、この最小車輪加減速度 $\alpha_r$ が前記絶対値が大きく且つ負の値である所定値 $\alpha_{r0}$ を下回ることにはないから、前記ステップS9からステップS6を経てメインプログラムに復帰するフローを繰り返し、その結果、RAM315に記憶されている2レンジ及びLレンジの最小変速比は通常の各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ (= $C_{R1}$ )に維持されている。この場合も、2レンジ又はLレンジでの無段変速機の変速比制御領域は、前記図6に示す通常2レンジ変速領域又は通常Lレンジと同等であり、従ってスロットル開度の低減に伴って図5の演算処理で設定される各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ (= $C_{R1}$ )は大きな車両減速比となるから、エンジンブレーキによるバックトルクは車輪への大きな制動力として作用し、これにより制動距離が確保される。

【0053】以上より、高 $\mu$ 路面では、如何なる場合にも2レンジ及びLレンジの最小変速比を小さく変更設定する変速パターン変更制御が実行されることはなく、その結果、エンジンブレーキによるバックトルクは駆動輪への制動力として有効に活用されて制動距離が確保される。一方、前記氷雪路面や濡れたタイル路面等の低 $\mu$ 路面では、タイヤと路面との摩擦係数状態が小さいから、前記ブレーキペダルの踏み込みによる意図的な制動時を含む制動力に対して車輪はロック傾向を示し、その結果、当該車輪速は前記目標スリップ率を満足する目標車輪速を下回り易くなる。そして、このような低 $\mu$ 路面では、前述のように路面、即ち車体速が車輪を回転させようとする入力に対して、実際の車輪速は非常に増速しにくい状態であると考えられるから、前記車輪速が目標車輪速を下回り始めると、少なくともアクセルペダルを踏み込んでエンジンの回転駆動力で積極的に車輪速を増速しない限り、当該車輪速は減速を続け、比較的短時間後にロックする或いはロックする直前の状態にまで至るものと考えられる。この要件には、前記ブレーキペダルの踏み込みによる意図的な制動を伴わない前記ダウンシフト操作や、同じくエンジンブレーキレンジ、即ち2レンジ又はLレンジでのコースト走行への移行時も包含される。従って、この低 $\mu$ 路面で2レンジ又はLレンジを選択し、

アクセルペダル踏み込みによるエンジンの回転駆動力が低減している制動時において、前記車輪速が急激に減速し始めた最初の前記図8の演算処理で、ステップS1～S3を経てステップS5、S7で算出される各車輪加減速度 $\alpha_{ri}$ は絶対値の相当地に大きな負の値となろう。従って、前記図8の演算処理のステップS8で算出設定される最小車輪加減速度 $\alpha_r$ も、絶対値の相当地に大きな負の値となる。従って、前記図8の演算処理のステップS9に移行して、前記最小車輪加減速度 $\alpha_r$ が前記絶対値が大きく且つ負の値に設定された所定値 $\alpha_{r0}$ を下回ると、ステップS10に移行する。このステップS10では、マップ上の2レンジ及びLレンジの最小変速比 $C_{2L0}$ 、 $C_{LL0}$ を前記Dレンジ最小変速比 $C_{DL0}$ である低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ に変更設定し、これをRAM315に更新記憶してから、ステップS6に移行して、前記ステップS1で読込んだ各車輪速 $V_{ri}$ を車輪速前回値 $V_{ri0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰する。そして、その後、前記図8の演算処理が実行されるサンプリング時間毎に、前記ステップS3でのシフトポジションの判定で2レンジ又はLレンジでないと判定されない限り、ステップS5、S7、S8で算出される最小車輪加減速度 $\alpha_r$ の値に関わらず、つまりステップS9からステップS10を経てステップS6に移行するか、或いはステップS9からステップS6に直接移行するかは関係なく、マップ上の2レンジ及びLレンジの最小変速比 $C_{2L0}$ 、 $C_{LL0}$ は前記Dレンジ最小変速比 $C_{DL0}$ である低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ に維持され、各演算処理毎に前記ステップS1で読込んだ各車輪速 $V_{ri}$ を車輪速前回値 $V_{ri0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰するフローを繰り返す。

【0054】従って、この間、前記図5の演算処理では、図6の前記通常Dレンジ変速領域と同等の低 $\mu$ 路面L、2レンジ変速領域で、前記車速及びスロットル開度に応じた無段変速機の変速比制御が実行されることになるが、前述のようにスロットル開度THが低減していると仮定すれば、設定制御される無段変速機の変速比 $C_0$ は常に小さな車両減速比となるものと考えられ、その結果、エンジンブレーキによる車輪への制動力は小さくなると共に、路面とタイヤとのグリップ力が駆動輪を回転しようとする路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクが低減するために、当該各駆動輪は回転し易い状態となり、各駆動輪速は前記目標車輪速に維持又は増速復帰されて舵取り効果や制動距離の確保が可能となる。

【0055】その後、例えば前記変速パターン変更制御によって車輪のスリップ率を確保しながら十分な車両減速を得ることができたとか、或いはその結果、車両が駐車するに至ったとか、或いは適切な変速比制御によって更に車両を加速したいといった運転者の意志によって、シフトポジションを前記エンジンブレーキレンジで

ある2レンジ又はLレンジから通常走行レンジであるDレンジに移行したとする。このような場合を含んで、前記各エンジンブレーキレンジ以外のシフトポジションが選択された場合には、前述のように当該エンジンブレーキレンジの最小変速比を更に小さく変更設定する必要がないか、或いはあってもその変更代がない（例えばDレンジが選択された場合）から、前記図8の演算処理が実行される最初のサンプリング時間に、前記ステップS1～S3を経てステップS4に移行し、このステップS4で前記2レンジ及びLレンジの最小変速比を、通常の各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LL0}$ （ $=C_{H1}$ ）に設定して、これを前記RAM315に更新記憶し、次いでステップS6に移行して、前記ステップS1で読込んだ各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰するフローを、次に何れかのエンジンブレーキレンジが選択されるまで繰り返す。

【0056】従って、このフローから2レンジ及びLレンジの最小変速比を小さくする変速領域、即ち変速パターンの変更設定はなされないから、前記図6に示す通常変速パターンに従って、図5の演算処理で無段変速機の変速比制御が実行される。それでは、前記低 $\mu$ 路面のエンジンブレーキ作動時、即ち前記ダウンシフト操作時やエンジンブレーキレンジでのコースト走行時において、各エンジンブレーキレンジの変速比制御領域変更制御が実行された場合の作用効果について、図9に基づいて考察する。

【0057】例えば選択されているエンジンブレーキレンジが2レンジである場合、例えば前記コースト走行を開始した時点での変速比 $C_0$ が、通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ より大きいコースト走行開始変速比 $C_{COAST}$ であると仮定する。前述のように、通常、コースト走行時やダウンシフト操作時にはアクセルペダルの踏み込みがない或いは小さく、その結果、スロットル開度THが低減しているとすれば、このコースト走行開始からほどなく無段変速機の変速比 $C_0$ には当該通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ が設定される。つまり、この間はエンジンブレーキのバックトルクは駆動輪への大きな制動力として作用していないから、当該各駆動輪の加減速度 $\alpha_{rj}$ は比較的絶対値の小さな負の値にしかならず、従って前記図8の演算処理のステップS9からステップS6に直接移行するために、マップ上の2レンジ最小変速比は通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ に維持される。ところが、無段変速機の変速比 $C_0$ がこの通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ に設定されると、前記図7に示すように、タイヤ-路面間静的摩擦係数状態 $\mu$ が0.30とか0.10といったレベルの低 $\mu$ 路面では、エンジンブレーキによる駆動輪への制動力及び無段変速機の慣性トルクに抗して、路面回転駆動力が駆動輪を回転させることができず、当該駆動輪の車輪速 $V_{rj}$ は急激に減速して目標スリップ率を満

足する目標車輪速を下回り、そのようになると当該駆動輪速 $V_{rj}$ はロック状態に至るまで一気に減速することになる。これは図9において、前記通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ が、前記無段変速機慣性トルク $T_{FCVT}$ を換算して得られる当該低 $\mu$ 路面におけるロック最小変速比 $C_{LOCK}$ よりも大きいことから明らかであろう。すると、前記図8の演算処理のステップS7で算出される各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ は絶対値の相当地に大きな負の値となり、従って同ステップS9で最小車輪加減速度 $\alpha_r$ は所定値 $\alpha_{r0}$ より小さくなって同ステップS10で前記Dレンジ最小変速比 $C_{0L0}$ が低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ として当該2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ の代わりに設定され、同じ2レンジの変速比制御領域は通常のDレンジ変速領域まで拡張されることになる。従って、前記と同様に、コースト走行状態でスロットル開度THが低減しているとすれば、図9に示すように無段変速機の変速比 $C_0$ は、前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ であるDレンジ最小変速比 $C_{0L0}$ まで小さくなる。従って、エンジンブレーキによる駆動輪への制動力は小さくなり同時に無段変速機の慣性トルクは小さくなるから、図7に示すように路面回転駆動力 $T_{\mu}$ は当該無段変速機の慣性トルク $T_{FCVT}$ に抗して駆動輪を回転させることができ、やがて各駆動輪の車輪速は前記目標車輪速に維持又は増幅復帰され、車両の減速効果が発現する。この間、時間的には無段変速機の変速比 $C_0$ は通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ に或る時間維持されるが、実際の車速変動は殆ど発生しないので、変速比制御マップ上の変速パターンは図9に示すようにほぼ車速一定でDレンジ最小変速比 $C_{0L0}$ まで小さくなる。また、例えばダウンシフト操作した場合には、その直後にエンジンの回転数が一旦やや上昇するが、前述のように駆動輪がロック傾向となる、即ち路面駆動力が伝達されないためにエンジンの回転数が低下し、前記最小変速比の変更制御が実行されると再びエンジンの回転数が上昇するために、運転者には当該エンジン回転数の増減に伴う若干の違和感が極めて短時間に発生するものの、同時にこれらのエンジン回転数増減がロック傾向にある車輪速の増減によるものであると判断されるから、次の瞬間にこの違和感は解消されるであろう。また、この作用については、選択シフトポジションがLレンジである場合も、前記通常2レンジ最小変速比が通常Lレンジ最小変速比と置換されるだけで、ほぼ同様に展開される。

【0058】この車両の減速効果、即ち車速Vの減少に伴って前記Dレンジ最小変速比車速 $V_{01}$ までの間、無段変速機の変速比 $C_0$ は前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ であるDレンジ最小変速比 $C_{0L0}$ に維持され、更に車速Vが低下すると前記クリープ走行上限値制御、即ち変速比制御開始スロットル開度閾値 $TH_1$ における変速比制御曲線に従って次第に大きな変速比 $C_0$ が設定される。このように車速Vが減速することは、エン

ジンプレーキの制動力が前記路面回転駆動力（即ち車速と等価である）に抗して有効に作用していることであるから、この時点で車両減速比と等価な無段変速機の変速比 $C_0$ を大きくすることは車両運動にとって支障のないことは容易に推察される。

【0059】なお、前記実施例ではアンチスキッド制御装置を搭載しない車両についてのみ本実施例の作用を説明したが、実際にはアンチスキッド制御装置を搭載した車両にあってもこれと同等の問題が発生する可能性があり、前記図8の演算処理をアンチスキッド制御装置の作動信号に組合わせて実行させることでほぼ同様に解決することができる。また、この場合には前記車輪加減速度の判定に合わせてスリップ率を判定要件として設定すれば、より一層確実な構成となる。

【0060】以上より本実施例は本発明のうち請求項1から3の全てに係る無段変速機の制御装置を実施化したものと考えられ、図8の演算処理のステップS1、S5、S7、S8が本発明の車輪回転減速度検出手段に相当し、以下同様に図8の演算処理のステップS9、S10が変速パターン変更手段に相当し、図8の演算処理のステップS2、S3、S4が変速パターン変更解除手段に相当し、図4に示すマイクロコンピュータ300及び図5に示す演算処理が変速パターン制御手段に相当し、前記Dレンジが通常走行レンジに相当し、前記2レンジ又はLレンジがエンジンブレーキレンジに相当する。

【0061】次に本発明の無段変速機の制御装置を実際の車両に適用した第2実施例を図10、図11に基づいて説明する。この第2実施例の基本的な車両構造は、後述する無段変速油圧制御回路やコントローラであるマイクロコンピュータ等を含めて、本出願人が先に提案した特開昭61-105353号公報に記載される無段変速機の制御装置と同等かほぼ同等であり、このうち同等の部分は夫々各構造の説明部位で同等であることを説明したのち、当該公報を参照するものとして詳細な説明を割愛することもある。

【0062】まず、本実施例の無段変速機の動力伝達機構は、前記第1実施例に相当する図2の無段変速機の動力伝達機構と同等又はほぼ同等であり、同時にこれが前記特開昭61-105353号公報に記載されるものと同等かほぼ同等であるために、ここでは詳細な説明を割愛する。また、本実施例の無段変速機の油圧制御装置は、前記第1実施例に相当する図3の無段変速機の油圧制御装置と同等又はほぼ同等であり、同時にこれが前記特開昭61-105353号公報に記載されるものと同等かほぼ同等であるために、ここでは詳細な説明を割愛する。

【0063】また、本実施例の変速制御装置に相当するコントローラの一部を構成するマイクロコンピュータは、前記第1実施例に相当する図4の電子制御装置（マイクロコンピュータ）300と同等又はほぼ同等であ

り、同時にこれが前記特開昭61-105353号公報に記載されるものと同等かほぼ同等であるために、ここでは詳細な説明を割愛する。

【0064】また、前記マイクロコンピュータ300により実行される通常の無段変速機の変速比制御は、前記図5のフローチャートに示す基準演算処理に従って前記第1実施例と同等又はほぼ同等に実施され、同時にこれが前記特開昭61-105353号公報に記載されるものと同等かほぼ同等であるために、ここでは詳細な説明を割愛する。なお、前記2レンジ変速パターン検索に関しては、前記第1実施例と同等である。従って、Rレンジを除く前記各レンジの変速パターンによる通常の変速比制御は凡そ図6に示す前記第1実施例と同等かほぼ同等であるから、その詳細な説明も割愛する。

【0065】そして、本実施例では、前述の基本原則に基づいて、特に低 $\mu$ 路面において駆動輪の車輪速を目標車輪速の範囲に維持する又は増速復帰するための路面回転駆動力に対して、エンジンブレーキによる駆動輪への制動力を低減すると共に、無段変速機の慣性トルクを低減するのであるが、これらの低減代に相当する前記エンジンブレーキレンジの変速比制御領域の最小変速比の減小量を、以下に記述するパラメータを用いて変更設定する。具体的には、Lレンジにおける最小変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 及び2レンジにおける最小変速比減小量 $\Delta C_{210}$ をパラメータに基づいて算出し、各最小変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 及び $\Delta C_{210}$ を、通常Lレンジ最小変速比 $C_{L10}$ 及び通常2レンジ最小変速比 $C_{210}$ から減算した値を、前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ に設定する（前述したように、この低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L10}$ は、実質的にはLレンジ又は2レンジに関わらず同じ値になる）。

【0066】例えば前記低 $\mu$ 路面において、大きな車速と同等の速度で回転している車輪速が、大きな制動力によって大きな減速度で減速している場合には、短時間で大きく減少している当該車輪の車輪速と前記車速から算出される目標スリップ率の範囲を満足する目標車輪速との間に大きな偏差が発生する。この目標車輪速に対して大きな偏差を有する当該車輪の車輪速を、速やかに増速して目標車輪速に復帰するためには、その分だけ前記エンジンブレーキによる制動力の低減代及び無段変速機の慣性トルクの低減代、即ち各エンジンブレーキレンジの最小変速比の減小量を大きくしなければならない。逆に、この各エンジンブレーキレンジの最小変速比の減小量を、前記エンジンブレーキによる制動力の低減代及び無段変速機の慣性トルクの低減代に応じて変更設定することは、当該駆動輪の車輪速を前記目標車輪速の範囲に維持しながら、エンジンブレーキの制動力によって可及的に制動距離を確保可能とする。ここで、各エンジンブレーキレンジの最小変速比の減小量（単に各レンジ変速比減小量とも記す） $\Delta C_{L10}$ 及び $\Delta C_{210}$ を、前記目標



車輪速と実際の駆動輪の車輪速との偏差の大きさに応じて算出設定することも可能であるし、或る意味では有益であるが、しかしながらこの目標車輪速と実車輪速との偏差は、当該駆動輪が低 $\mu$ 路面でのエンジンブレーキによる制動力及び無段変速機の慣性トルクによって減速された結果、簡単に言えば当該駆動輪の減速度の積分値であって、制御系の入力としては、その時点で既に遅れが発生しているとも言える。そこで、本実施例では各レン

$$\Delta C_{L10} = k | \alpha_{v0} |$$

$$\Delta C_{2L0} = \Delta C_{L10} - \Delta C_{L-2} = k | \alpha_{v0} | - \Delta C_{L-2}$$

但し、 $k$ は予め設定された比例定数である。従って、前記低 $\mu$ 路面 $L$ 、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ は下記4式で※

$$C_{LFL0} = C_{2L0} - \Delta C_{2L0} = C_{L10} - \Delta C_{L10} \quad \dots\dots\dots (4)$$

但し、何れにしてもこの低 $\mu$ 路面 $L$ 、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ を前記Dレンジ最小変速比 $C_{DL0}$ 以下にすることはできないから、本実施例では、前記Lレンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ が、前記図6に示す $L-D$ レンジ変速比最大偏差 $\Delta C_{L-D}$ 以上である場合には、当該Dレンジ最小変速比 $C_{DL0}$ を低 $\mu$ 路面 $L$ 、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ に設定することとした。

【0069】以上の発明原理に基づいて、前記図5の演算処理で検索され且つ図6の変速パターンと異なる変速パターンを算出設定するための演算処理を図10に示す。この演算処理は、前記無段変速機の制御装置であるマイクロコンピュータ30で所定時間( $\Delta T$ )毎のタイム割込みによって実行され、ここで算出設定された変速パターンは前記RAM315に記憶され、当該RAM315に記憶されている最新の変速パターンに従って前記図5の演算処理で変速比制御がなされる。従って、図10の演算処理は、図5の演算処理よりも優先順位が高いと考えればよい。ここで、算出される車輪減速度には車両前方への車輪加速度も包含されるため、ここでは両者を含めて車輪加減速度 $\alpha_{vj}$ を算出するものとし、車両前方への車輪加速度を正、車両後方への車輪減速度を負で表す。従って、前記車輪減速度が或る所定値よりも大きいという表現は、ここでは車輪加減速度 $\alpha_{vj}$ が或る所定値 $\alpha_{v0}$ (負の値)よりも小さいと表記される。なお、この所定値 $\alpha_{v0}$ は、低 $\mu$ 路面で車輪に大きな制動力が作用し、その結果、当該車輪速が前記目標スリップ率を満足する車輪速よりも減少するような場合、つまりロック傾向を示す場合に、この車輪の減速度、つまり負の車輪加減速度が下回る程度の値に設定してあり、通常の高 $\mu$ 路★

$$\alpha_{vj} = (V_{vj0} - V_{vj}) / \Delta T$$

前記ステップS18では、各車輪加減速度 $\alpha_{vj}$ のうち、小さい車輪加減速度 $\alpha_{vj}$ をセレクトローにより選択し、この車輪加減速度 $\alpha_{vj}$ を最小車輪加減速度 $\alpha_v$ として算出設定して、ステップS19に移行する。

【0074】前記ステップS19では、前記ステップS18で算出設定された最小車輪加減速度 $\alpha_v$ が、絶対値が大きく且つ負の値である予め設定された所定値 $\alpha_{v0}$ よ

\*ジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 及び $\Delta C_{2L0}$ を、駆動輪の減速度の大きさを示すと考えられる前記車輪加減速度の所定値 $\alpha_{v0}$ と最小車輪加減速度 $\alpha_v$ との偏差の絶対値 $|\alpha_{v0}|$ を用いて変更設定するものとし、具体的には下記2式及び3式に従って各レンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 及び $\Delta C_{2L0}$ を算出する。

【0067】

$$\dots\dots\dots (2)$$

$$\dots\dots\dots (3)$$

※与えられる。

【0068】

$$\dots\dots\dots (4)$$

★面では、急制動を行っても負の車輪加減速度がこの所定値を下回ることのない程度の大きさに設定してある。

【0070】この図10の演算処理では、まずステップS11で前記左駆動輪速センサ402、右駆動輪速センサ404から、夫々、各車輪速検出値(単に車輪速とも記す) $V_{vj}$ を読み込む。次にステップS12に移行して、前記シフトポジションスイッチ304からの信号に基づいてシフトポジションを読み込む。

【0071】次にステップS13に移行して、前記ステップS12で読み込まれたシフトポジションがP、R、N、Dレンジの何れかのシフトレンジであるか否かを判定し、当該シフトポジションがP、R、N、Dレンジの何れかのシフトレンジである場合にはステップS14に移行し、そうでない場合にはステップS15に移行する。

【0072】前記ステップS14では、前記図6に相当する制御マップ上の各レンジ最小変速比を通常のレンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 、 $C_{L10}$ ( $=C_{H1}$ )に設定し、これを前記マイクロコンピュータ300のRAM315に更新記憶してからステップS16に移行する。一方、前記ステップS15では、前記マイクロコンピュータ300のRAM315に記憶されている最新の各車輪速前回値 $V_{vj0}$ を読み込んでステップS17に移行する。

【0073】前記ステップS17では、前記ステップS11で読み込まれた車輪速 $V_{vj}$ と前記ステップS15で読み込まれた車輪速前回値 $V_{vj0}$ とを用いて、下記1式に従って各車輪加減速度 $\alpha_{vj}$ を算出して、ステップS18に移行する。

$$\dots\dots\dots (1)$$

りも大きいかな否かを判定し、最小車輪加減速度 $\alpha_v$ が所定値 $\alpha_{v0}$ よりも大きい場合には前記ステップS16に移行し、そうでない場合にはステップS20に移行する。

【0075】前記ステップS20では、前記ステップS18で算出された最小車輪加減速度 $\alpha_v$ と前記車輪加減速度の所定値 $\alpha_{v0}$ とから、最小車輪加減速度偏差絶対値 $|\alpha_{v0}|$ を算出してから、ステップS21に移行する。

前記ステップS 21では、前記ステップS 20で算出された最小車輪加減速度偏差絶対値 $|\alpha_{v0}|$ を用いて、前記2式及び3式に従って各低 $\mu$ 路面における各レンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 、 $\Delta C_{L20}$ を算出してから、ステップS 22に移行する。

【0076】前記ステップS 22では、前記ステップS 21で算出されたLレンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ が、前記図6に示すL-Dレンジ変速比最大偏差 $\Delta C_{L-D}$ 以上であるか否かを判定し、Lレンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ がL-Dレンジ変速比最大偏差 $\Delta C_{L-D}$ 以上である場合はステップS 23に移行し、そうでない場合にはステップS 24に移行する。

【0077】前記ステップS 23では、前記図6に相当する制御マップ上の各レンジ最小変速比 $C_{L10}$ 、 $C_{L20}$ を、前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L1F10}$ として、前記Dレンジ最小変速比 $C_{D10}$ に設定し、これを前記RAM 315に更新記憶してから前記ステップS 16に移行する。一方、前記ステップS 24では、前記ステップS 21で算出された各低 $\mu$ 路面における各レンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 、 $\Delta C_{L20}$ を用いて、前記4式に従って前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L1F10}$ を算出してから、ステップS 25に移行する。

【0078】前記ステップS 25では、前記図6に相当する制御マップ上の各レンジ最小変速比 $C_{L10}$ 、 $C_{L20}$ を、前記ステップS 24で算出された低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L1F10}$ に設定し、これを前記RAM 315に更新記憶してから前記ステップS 16に移行する。そして、前記ステップS 16では、前記ステップS 11で読み込まれた各車輪速 $V_{rj}$ を各車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM 315に更新記憶してから、メインプログラムに復帰する。

【0079】次に、前記図10の演算処理の作用を説明する。なお、乾燥したアスファルト路面やコンクリート路面等のようにタイヤとの間に十分な摩擦係数状態が維持される高 $\mu$ 路面における本実施例の作用効果は、各ステップの符号が異なるだけで、前記第1実施例と同様又はほぼ同様であるために、ここでは詳細な説明を割愛する。

【0080】一方、前記冰雪路面や濡れたタイル路面等の低 $\mu$ 路面では、タイヤと路面との摩擦係数状態が小さいから、前記ブレーキペダルの踏込みによる意図的な制動時を含む制動力に対して車輪はロック傾向を示し、その結果、当該車輪速は前記目標スリップ率を満足する目標車輪速を下回り易くなる。そして、このような低 $\mu$ 路面では、前述のように路面、即ち車体速が車輪を回転させようとする入力に対して、実際の車輪速は非常に増速しにくい状態であると考えられるから、前記車輪速が目標車輪速を下回り始めると、少なくともアクセルペダルを踏込んでエンジンの回転駆動力で積極的に車輪速を増速しない限り、当該車輪速は減速を続け、比較的短時間

後にロックする或いはロックする直前の状態にまで至るものと考えられる。この要件には、前記ブレーキペダルの踏込みによる意図的な制動を伴わない前記ダウンシフト操作や、同じくエンジンブレーキレンジ、即ち2レンジ又はLレンジでのコースト走行への移行時も包含される。従って、この低 $\mu$ 路面で2レンジ又はLレンジを選択し、アクセルペダル踏込みによるエンジンの回転駆動力が低減している制動時において、前記車輪速が急激に減速し始めた最初の前記図8の演算処理で、ステップS 11～S 13を経てステップS 15、S 17で算出される各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ は絶対値の相当に大きな負の値となろう。従って、前記図8の演算処理のステップS 18で算出設定される最小車輪加減速度 $\alpha_r$ も、絶対値の相当に大きな負の値となる。従って、前記図10の演算処理のステップS 19に移行して、前記最小車輪加減速度 $\alpha_r$ が前記絶対値が大きく且つ負の値に設定された所定値 $\alpha_{r0}$ を下回ると、ステップS 20に移行する。このステップS 20では最小車輪加減速度偏差絶対値 $|\alpha_{r0}|$ を算出し、次いでステップS 21では、この最小車輪加減速度偏差絶対値 $|\alpha_{r0}|$ に基づいて各レンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 、 $\Delta C_{L20}$ を算出する。そして、ステップS 22からステップS 25では、前記各レンジ変速比減小量 $\Delta C_{L10}$ 、 $\Delta C_{L20}$ から算出される低 $\mu$ 路面最小変速比 $C_{L1F10}$ が、前記Dレンジ最小変速比 $C_{D10}$ を越えない場合には、制御マップ上の2レンジ及びLレンジの最小変速比 $C_{L20}$ 、 $C_{L10}$ を当該低 $\mu$ 路面最小変速比 $C_{L1F10}$ に変更設定し、算出される低 $\mu$ 路面最小変速比 $C_{L1F10}$ が、前記Dレンジ最小変速比 $C_{D10}$ 以上である場合には、制御マップ上の2レンジ及びLレンジの最小変速比 $C_{L20}$ 、 $C_{L10}$ を前記Dレンジ最小変速比 $C_{D10}$ に変更設定し、これをRAM 315に更新記憶してから、ステップS 16に移行して、前記ステップS 11で読込んだ各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM 315に更新記憶し、メインプログラムに復帰する。そして、その後、前記図8の演算処理が実行されるサンプリング時間毎に、前記ステップS 13でのシフトポジションの判定で2レンジ又はLレンジでないと判定されない限り、ステップS 15、S 17、S 18で算出される最小車輪加減速度 $\alpha_r$ の値に関わらず、つまりステップS 19からステップS 20～S 25を経てステップS 16に移行するか、或いはステップS 19からステップS 16に直接移行するかは関係なく、マップ上の2レンジ及びLレンジの最小変速比 $C_{L20}$ 、 $C_{L10}$ は前記Dレンジ最小変速比 $C_{D10}$ 又は低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{L1F10}$ に維持され、各演算処理毎に前記ステップS 11で読込んだ各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM 315に更新記憶し、メインプログラムに復帰するフローを繰り返すことになる。

【0081】従って、この間、前記図5の演算処理では、例えば選択されたエンジンブレーキレンジが2レン

ジである場合、図6の前記通常2レンジ変速領域よりも最小変速比が小さく設定されて、全変速領域が拡張された低 $\mu$ 路面L、2レンジ変速領域において、前記車速及びスロットル開度に応じた無段変速機の変速比制御が実行されることになるが、前述のようにスロットル開度THが低減していると仮定すれば、設定制御される無段変速機の変速比 $C_0$ は常に小さな車両減速比、即ち前記図10の演算処理のステップS25又はS23で算出設定された低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ となるものと考えられ、その結果、当該最小変速比の減小分だけエンジンブレーキによる車輪への制動力は小さくなると共に、路面とタイヤとのグリップ力が駆動輪を回転しようとする路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルクが低減するために、当該各駆動輪は回転し易い状態となり、各駆動輪速は前記目標車輪速に維持又は増速復帰されて舵取り効果や制動距離の確保が可能となる。

【0082】また、前記各駆動輪速が前記目標車輪速に維持又は増速復帰されれば、例えば前記図10の演算処理のステップS24～S25で、Dレンジ最小変速比 $C_{DL0}$ よりも大きい車両減速比である低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ が設定された場合、前記路面回転駆動力は駆動輪を回転駆動可能であるが、その反面で、当該低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ がDレンジ最小変速比 $C_{DL0}$ よりも大きい分だけ、エンジンブレーキによる制動力が当該路面回転駆動力に抗して駆動輪へ有効に作用し、しかもこの低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ が駆動輪の減速度の大きさに応じたもの、即ち通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ におけるエンジンブレーキによる駆動輪への制動力及び無段変速機の慣性トルクと、路面回転駆動力との偏差に応じたものであることから、これにより当該低 $\mu$ 路面における最良の制動距離が確保されることになる。これは選択されたエンジンブレーキレンジがLレンジある場合でも同様である。

【0083】その後、例えば前記変速パターン変更制御によって車輪のスリップ率を確保しながら十分な車両減速を得ることができたとか、或いはその結果、車両が駐車するに至ったとか、或いは適切な変速比制御によって更に車両を加速したいといった運転者の意志によって、シフトポジションを前記エンジンブレーキレンジである2レンジ又はLレンジから通常走行レンジであるDレンジに移行したとする。このような場合を含んで、前記各エンジンブレーキレンジ以外のシフトポジションが選択された場合には、前述のように当該エンジンブレーキレンジの最小変速比を更に小さく変更設定する必要があるか、或いはあってもその変更代がない（例えばDレンジが選択された場合）から、前記図10の演算処理が実行される最初のサンプリング時間に、前記ステップS11～S13を経てステップS14に移行し、このステップS14で前記2レンジ及びLレンジの最小変速比を、通常の各レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ 及び $C_{LFL0}$ （ $C =$

11)に設定して、これを前記RAM315に更新記憶し、次いでステップS16に移行して、前記ステップS1で読込んだ各車輪速 $V_{rj}$ を車輪速前回値 $V_{rj0}$ としてRAM315に更新記憶し、メインプログラムに復帰するフローを、次に何れかのエンジンブレーキレンジが選択されるまで繰り返す。

【0084】従って、このフローから2レンジ及びLレンジの最小変速比を小さくする変速領域、即ち変速パターンの変更設定はなされないから、前記図6に示す通常変速パターンに従って、図5の演算処理で無段変速機の変速比制御が実行される。それでは、前記低 $\mu$ 路面のエンジンブレーキ作動時、即ち前記ダウンシフト操作時やエンジンブレーキレンジでのコースト走行時において、各エンジンブレーキレンジの変速比制御領域変更制御が実行された場合の作用効果について、図11に基づいて考察する。ここでは、前記図10の演算処理のステップS24、S25で前記Dレンジ最小変速比 $C_{DL0}$ よりも車両減速比の大きい低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ が設定された場合を想定する。

【0085】例えば選択されているエンジンブレーキレンジが2レンジである場合、例えば前記コースト走行を開始した時点での変速比 $C_0$ が、通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ より大きいコースト走行開始変速比 $C_{COAST}$ であると仮定する。前述のように、通常、コースト走行時やダウンシフト操作時にはアクセルペダルの踏込みがない或いは小さく、その結果、スロットル開度THが低減しているとすれば、このコースト走行開始からほどなく無段変速機の変速比 $C_0$ には当該通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ が設定される。つまり、この間はエンジンブレーキのバックトルクは駆動輪への大きな制動力として作用していないから、当該各駆動輪の加減速度 $\alpha_{rj}$ は比較的絶対値の小さな負の値にしかならず、従って前記図10の演算処理のステップS19からステップS16に直接移行するために、マップ上の2レンジ最小変速比は通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ に維持される。ところが、無段変速機の変速比 $C_0$ がこの通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ に設定されると、前記図7に示すように、タイヤ-路面間静的摩擦係数状態 $\mu$ が0.30とか0.10といったレベルの低 $\mu$ 路面では、エンジンブレーキによる駆動輪への制動力及び無段変速機の慣性トルクに抗して、路面回転駆動力が駆動輪を回転させることができず、当該駆動輪の車輪速 $V_{rj}$ は急激に減速して目標スリップ率を満足する目標車輪速を下回り、そのようになると当該駆動輪速 $V_{rj}$ はロック状態に至るまで一気に減速することになる。これは図11において、前記通常2レンジ最小変速比 $C_{2L0}$ が、前記無段変速機慣性トルク $T_{PCT}$ を換算して得られる当該低 $\mu$ 路面におけるロック最小変速比 $C_{LOCK}$ よりも大きいことから明らかであろう。すると、前記図10の演算処理のステップS17で算出される各車輪加減速度 $\alpha_{rj}$ は絶対値の相対に大きな負の

値となり、従って同ステップS19で最小車輪加減速度 $\alpha_v$ は所定値 $\alpha_{v0}$ より小さくなる。そして、図10の演算処理のステップS20～S22を経てステップS24、S25で前記Dレンジ最小変速比 $C_{DLO}$ より車両減速比の大きい低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ が当該2レンジ最小変速比 $C_{2LO}$ の代わりに設定され、同じ2レンジの変速比制御領域は図11に示す低 $\mu$ 路面L、2レンジ変速領域まで拡張されることになる。従って、前記と同様に、コースト走行状態でスロットル開度THが低減しているとすれば、図11に示すように無段変速機の変速比 $C_0$ は、前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ まで小さくなる。このとき、前述のように前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ は、通常2レンジ最小変速比 $C_{2LO}$ におけるエンジンプレーキによる駆動輪への制動力及び無段変速機の慣性トルクと、路面回転駆動力との偏差に等価な、駆動輪の減速度の大きさに応じて設定されるため、図11に示すように当該低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ は、前記当該低 $\mu$ 路面におけるロック最小変速比 $C_{LOCK}$ よりもやや車両減速比で小さい程度の値に設定されていることになる。従って、エンジンプレーキによる駆動輪への制動力は小さくなり同時に無段変速機の慣性トルクは小さくなるから、図7に示すように路面回転駆動力 $T_\mu$ は当該無段変速機の慣性トルク $T_{FCVT}$ に抗して駆動輪を回転させることができ、やがて各駆動輪の車輪速は前記目標車輪速に維持又は増幅復帰され、前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ がDレンジ最小変速比 $C_{DLO}$ よりも大きい分だけ、エンジンプレーキによる制動力が当該路面回転駆動力に抗して駆動輪へ有効に作用し、車両の減速効果が十分に発現する。この間、時間的には無段変速機の変速比 $C_0$ は通常2レンジ最小変速比 $C_{2LO}$ に或る時間維持されるが、実際の車速変動は殆ど発生しないと考えられるので、変速比制御マップ上の変速パターンは図11に示すようにほぼ車速一定で低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ まで小さくなる。また、例えばダウンシフト操作した場合には、その直後にエンジンの回転数が一旦やや上昇するが、前述のように駆動輪がロック傾向となる、即ち路面駆動力が伝達されないためにエンジンの回転数が低下し、前記最小変速比の変更制御が実行されると再びエンジンの回転数が上昇するために、運転者には当該エンジン回転数の増減に伴う若干の違和感が極めて短時間に発生するものの、同時にこれらのエンジン回転数増減がロック傾向にある車輪速の増減によるものであると判断されるから、次の瞬間にこの違和感は解消されるであろう。また、この作用については、選択シフトポジションがLレンジである場合も、前記通常2レンジ最小変速比が通常Lレンジ最小変速比と置換されるだけで、ほぼ同様に展開される。

【0086】この車両の減速効果、即ち車速Vが前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比車速 $V_{LFL}$ まで減少する

間、無段変速機の変速比 $C_0$ は前記低 $\mu$ 路面L、2レンジ最小変速比 $C_{LFL0}$ に維持され、更に車速Vが低下すると前記クリープ走行上限値制御、即ち変速比制御開始スロットル開度閾値 $TH_1$ における変速比制御曲線に従って次第に大きな変速比 $C_0$ が設定される。このように車速Vが減速することは、エンジンプレーキの制動力が前記路面回転駆動力（即ち車速と等価である）に抗して有効に作用していることであるから、この時点で車両減速比と等価な無段変速機の変速比 $C_0$ を大きくすることは車両運動にとって支障のないことは容易に推察される。

【0087】なお、前記実施例ではアンチスキッド制御装置を搭載しない車両についての本実施例の作用を説明したが、実際にはアンチスキッド制御装置を搭載した車両にあってもこれと同等の問題が発生する可能性はあり、前記図10の演算処理をアンチスキッド制御装置の作動信号に組合わせて実行させることでほぼ同様に解決することができる。また、この場合には前記車輪加減速度の判定に合わせてスリップ率を判定要件として設定すれば、より一層確実な構成となる。

【0088】以上より本実施例は本発明のうち請求項1及び2及び4の全てに係る無段変速機の制御装置を実施化したものと考えられ、図10の演算処理のステップS11、S15、S17、S18が本発明の車輪回転減速度検出手段に相当し、以下同様に図10の演算処理のステップS19～S25が変速パターン変更手段に相当し、図10の演算処理のステップS12、S13、S14が変速パターン変更解除手段に相当し、図4に示すマイクロコンピュータ300及び図5に示す演算処理が変速パターン制御手段に相当し、前記Dレンジが通常走行レンジに相当し、前記2レンジ又はLレンジがエンジンプレーキレンジに相当する。

【0089】次に前記各実施例による車輪速増速効果を図12を用いて説明する。同図は、低 $\mu$ 路面を走行中に、時刻 $t_1$ でシフトポジションを前記Dレンジから2レンジに移行する、所謂ダウンシフト操作を行った場合の駆動輪の車輪速 $V_{r1}$ 及び無段変速機の目標変速比 $C_0$ の状態を示すシミュレーション実験結果である。図中、車速Vには理解を容易化するために前記アンチスキッド制御装置で採用される疑似車速、即ち最大車輪速 $V_{r11}$ を採用した。また、目標車輪速 $V^*_{r1}$ は、前記車速Vに対して目標スリップ率の上限値である約30%が達成されるように、この車速Vに係数(0.7)を乗じて設定した。また、アクセルペダルの踏込みはなく、スロットル開度は極めて低減している状態を想定する。また、同図には前記変速パターン変更制御を実施せず、通常の変速パターンに従って無段変速機の変速比制御を行った場合の変速比 $C_{00}$ 及び駆動輪の車輪速 $V_{rj0}$ を、夫々二点鎖線で併記した。また、変速比を示す図には、前記前記無段変速機慣性トルク $T_{FCVT}$ を換算して得られる当該低 $\mu$ 路面におけるロック最小変速比 $C_{LOCK}$ を合わせて記し

た。

【0090】同図では、時刻 $t_1$ で2レンジに移行し、  
 ほとんど無段変速機の変速比は通常2レンジ最小変  
 速比 $C_{2L0}$ に設定され、実際の無段変速機の変速比 $C_0$   
 も次第に大きくなっていった。その結果、車輪速 $V_{r1}$ は  
 大幅に減速し、その傾きである減速度（最小車輪加減速  
 度） $\alpha_v$ が時刻 $t_2$ で前記所定値 $\alpha_{v0}$ よりも小さくなっ  
 た。従って、前記各演算処理で、当該2レンジ最小変速  
 比 $C_{2L0}$ は低 $\mu$ 路面 $L$ 、2レンジ最小変速比 $C_{1FL0}$ まで  
 小さくなり、無段変速機の変速比も当該低 $\mu$ 路面 $L$ 、  
 2レンジ最小変速比 $C_{1FL0}$ に設定され、実際の無段  
 変速機の変速比 $C_0$ も比較的急速に小さくなっていっ  
 た。そして、その結果、エンジンのアイドル回転数又は  
 アイドル回転速度は、当該低 $\mu$ 路面において車輪速 $V_{r1}$   
 を急速に増速し、時刻 $t_3$ から時刻 $t_4$ までの時間は車  
 速 $V$ を上回る、所謂スリップロスが発生した。しかしな  
 がら、当該時刻 $t_4$ 以後、駆動輪には前記路面回転駆動  
 力とエンジンブレーキの制動力とが有効に作用し、車速  
 $V$ は滑らかに減速した。また、この間、駆動輪の車輪速  
 $V_{r1}$ は目標スリップ率を満足する目標車輪速下限値 $V_{r1}$   
 $v_1$ を下回ることがないことから、車両の舵取り効果と制  
 動距離とが確保されたことが分かる。また、これは無段  
 変速機の変速比が比較的小さな低 $\mu$ 路面 $L$ 、2レンジ  
 最小変速比 $C_{1FL0}$ に維持され、その結果、実際の無段  
 変速機の変速比 $C_0$ は、車速 $V$ の減速に応じて滑らか  
 に大きくなっていったことによることが分かる。この間、  
 実際の無段変速機の変速比 $C_0$ が前記ロック最小変速比  
 $C_{lock}$ より大きくなることはないから、少なくとも意図  
 的な制動力が加味されない限り、車輪はロックしないこ  
 とも分かる。

【0091】一方、前記各演算処理による変速パターン  
 変更制御を実施しなかった場合には、前記時刻 $t_2$ 以後  
 も車輪速 $V_{r1}$ は減速し続け、これに回答して実際の無  
 段変速機の変速比 $C_0$ は更に大きくなっていった。そし  
 て、実際の無段変速機の変速比 $C_0$ が前記ロック最小変  
 速比 $C_{lock}$ より大きくなる時刻 $t_5$ で当該駆動輪の車輪  
 速 $V_{r1}$ は“0”となって完全なロック状態に陥った。

【0092】以上のように、前記各実施例によれば駆動  
 輪の車輪速を、目標スリップ率を満足する目標車輪速の  
 範囲に維持又は増速復帰して車両の舵取り効果を確保す  
 ることができ、また無段変速機の最小変速比の減小代  
 を、当該駆動輪の車輪速の減速度に応じたものに設定す  
 れば、有効なエンジンブレーキによる制動力を得て車両  
 の制動距離を確保することができる。

【0093】なお、前記各実施例は、本出願人が先に提  
 案した特開昭61-105353号公報に記載される無  
 段変速機の制御装置を基体としたものであるが、本発明  
 はこれ以外のベルト式無段変速機に広く展開可能である  
 ことは言うまでもない。また、前記各実施例では、変速  
 比制御コントローラをマイクロコンピュータで構築した

ものについてのみ詳述したが、これに限定されるものでは  
 なく、演算回路等の電子回路を組み合わせる構成して  
 もよいことは言うまでもない。

【0094】また、前記各実施例では、本発明の無段変  
 速機の制御装置を前輪駆動車両に展開した場合について  
 のみ詳述したが、後輪駆動車両、四輪駆動車両にあって  
 もほぼ同様に展開できることは言うまでもない。

【0095】

【発明の効果】以上説明したように本発明の無段変速機  
 の制御装置によれば、低 $\mu$ 路面走行中に、例えば前記ダ  
 ウンシフト操作やエンジンブレーキレンジでの急激なコ  
 ースト走行への移行した場合、当該エンジンブレーキレ  
 ンジの変速比制御領域の通常最小変速比を所定変速比  
 まで小さくすることにより、エンジンブレーキによる駆  
 動輪への制動力が低減し、同時に路面回転駆動力に対す  
 る無段変速機の慣性トルクは小さくなるから、駆動輪の  
 車輪速は、目標スリップ率の範囲を満足する目標車輪速  
 に維持又は増速復帰し易くなり、車両としての舵取り効  
 果と制動距離とを確保できる。このとき、前記所定変速  
 比を通常走行レンジの最小変速比に設定すれば、前記エ  
 ンジンブレーキによる駆動輪への制動力が最も低減し、  
 同時に路面回転駆動力に対する無段変速機の慣性トルク  
 は最も小さくなるから、駆動輪の車輪速は、前記目標車  
 輪速に最も維持又は増速復帰し易くなる。また、前記所  
 定変速比を、駆動輪の減速度に応じて設定すれば、駆動  
 輪の車輪速を前記目標車輪速に維持又は増速復帰して車  
 両としての舵取り効果を確保しながら、エンジンブレー  
 キによる駆動輪への制動力を発揮して制動距離を短縮す  
 ることが可能となる。また、前記エンジンブレーキ以外  
 のシフトポジションが選択された場合に、前記エンジン  
 ブレーキレンジの最小変速比を解除して通常最小変速  
 比に復帰することで、例えば同じ低 $\mu$ 路面にあって、  
 車輪速が前記目標車輪速に維持又は増速復帰され、又は  
 より大きな車速を得るなどの運転者の意図する車両運動  
 を可能とする。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の無段変速機の制御装置の基本構成図で  
 ある。

【図2】無段変速機の動力伝達機構の一例を示す構成図  
 である。

【図3】無段変速機の油圧制御装置の一例を示す構成図  
 である。

【図4】無段変速機の変速比制御装置に相当するコント  
 ローラの一例を示す構成図である。

【図5】図5のコントローラで実行される通常無段変  
 速機の変速比制御の演算処理の一例を示すフローチャー  
 トである。

【図6】図5の演算処理による変速パターンの説明図で  
 ある。

【図7】本発明の基本原理の説明図である。

39

【図8】本発明の無段変速機の制御装置の第1実施例を示すものであり、低 $\mu$ 路面におけるエンジンブレーキレンジの変速パターン変更制御の演算処理を示すフローチャートである。

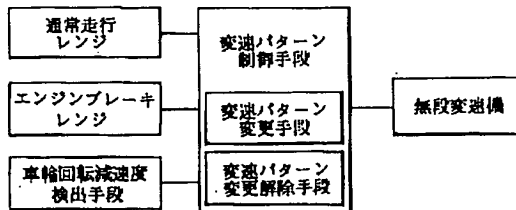
【図9】図8の演算処理により変更制御されたエンジンブレーキレンジの変速パターンの説明図である。

【図10】本発明の無段変速機の制御装置の第2実施例を示すものであり、低 $\mu$ 路面におけるエンジンブレーキレンジの変速パターン変更制御の演算処理を示すフローチャートである。

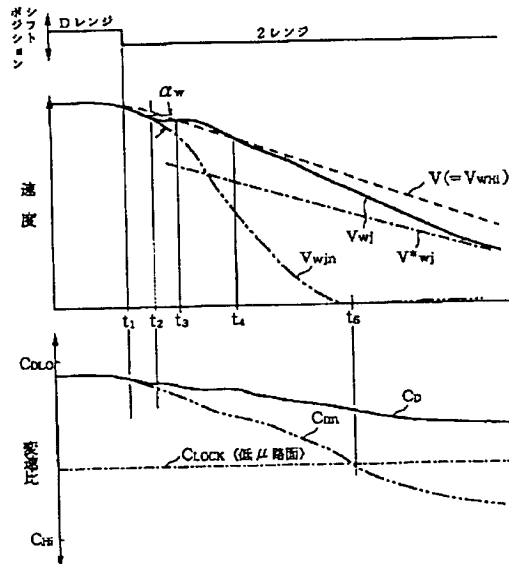
【図11】図10の演算処理により変更制御されたエンジンブレーキレンジの変速パターンの説明図である。

【図12】各エンジンブレーキレンジの変速パターン変更制御による車輪速及び無段変速機の変速比を説明する

【図1】



【図12】



40

タイムチャートである。

【符号の説明】

10はエンジン

29は無段変速機構（無段変速機）

110はステップモータ

118は電磁弁

224はソレノイド

300はマイクロコンピュータ

302は車速センサ

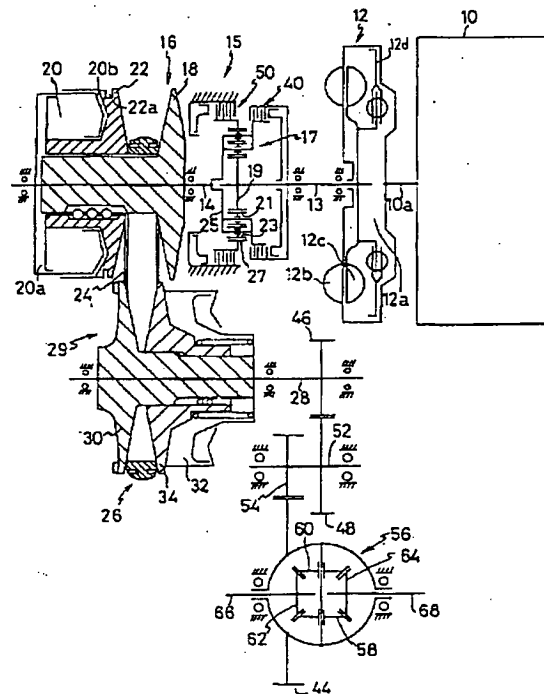
10 303はスロットル開度センサ

304はシフトポジションスイッチ

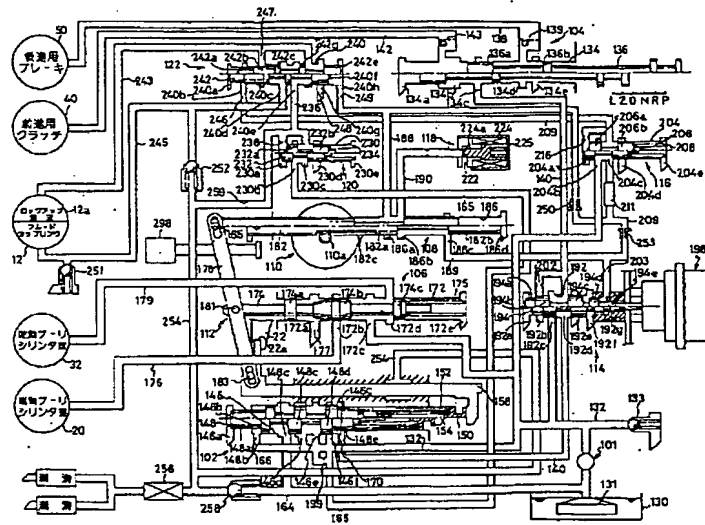
402は左駆動輪速センサ（車輪回転減速度検出手段）

404は右駆動輪速センサ（車輪回転減速度検出手段）

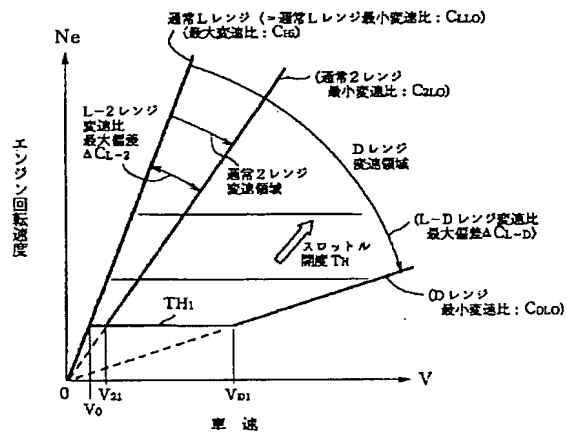
【図2】



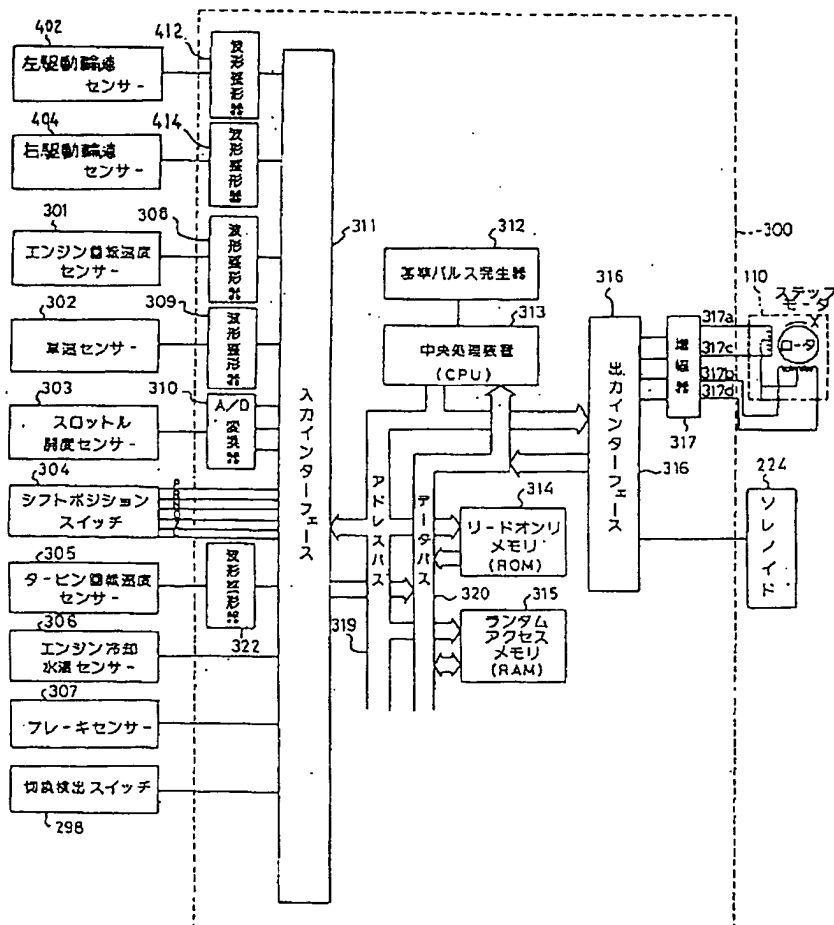
【図3】



【図6】



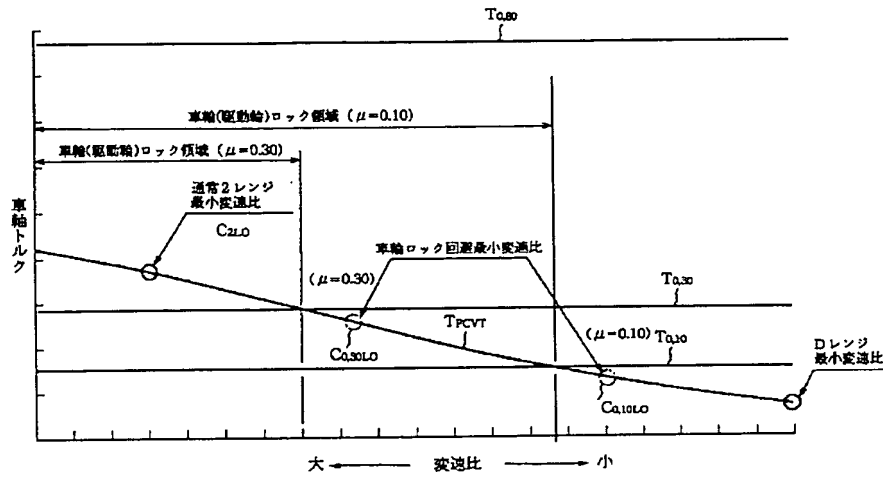
【図4】



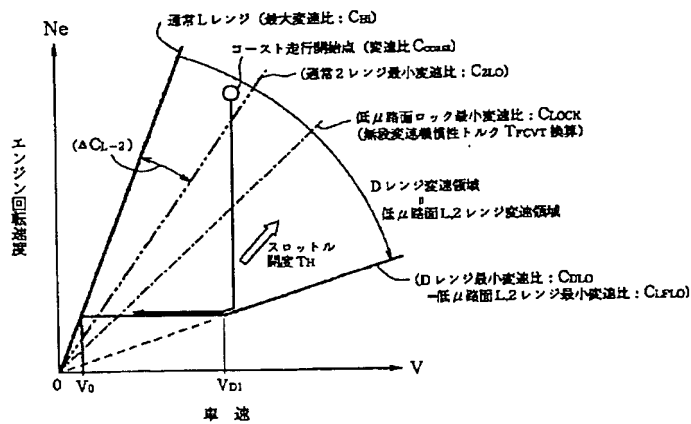


[illegible]

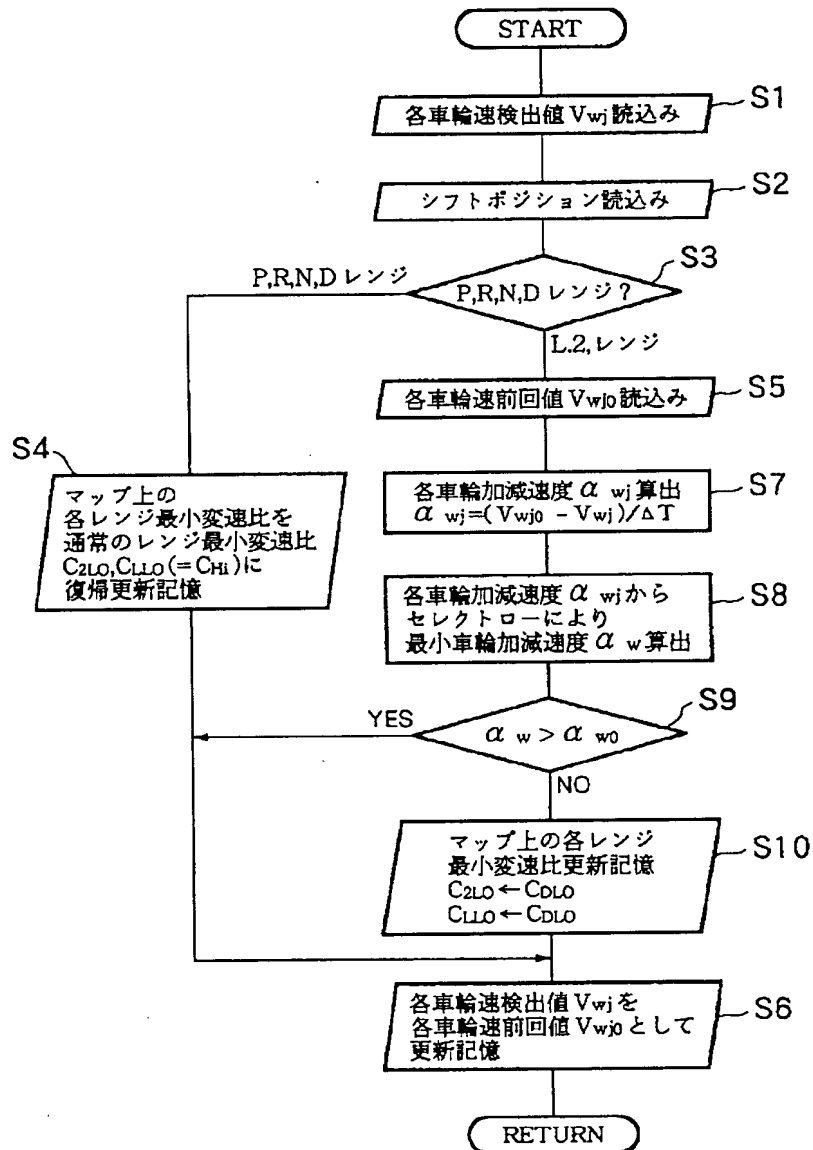
【図7】



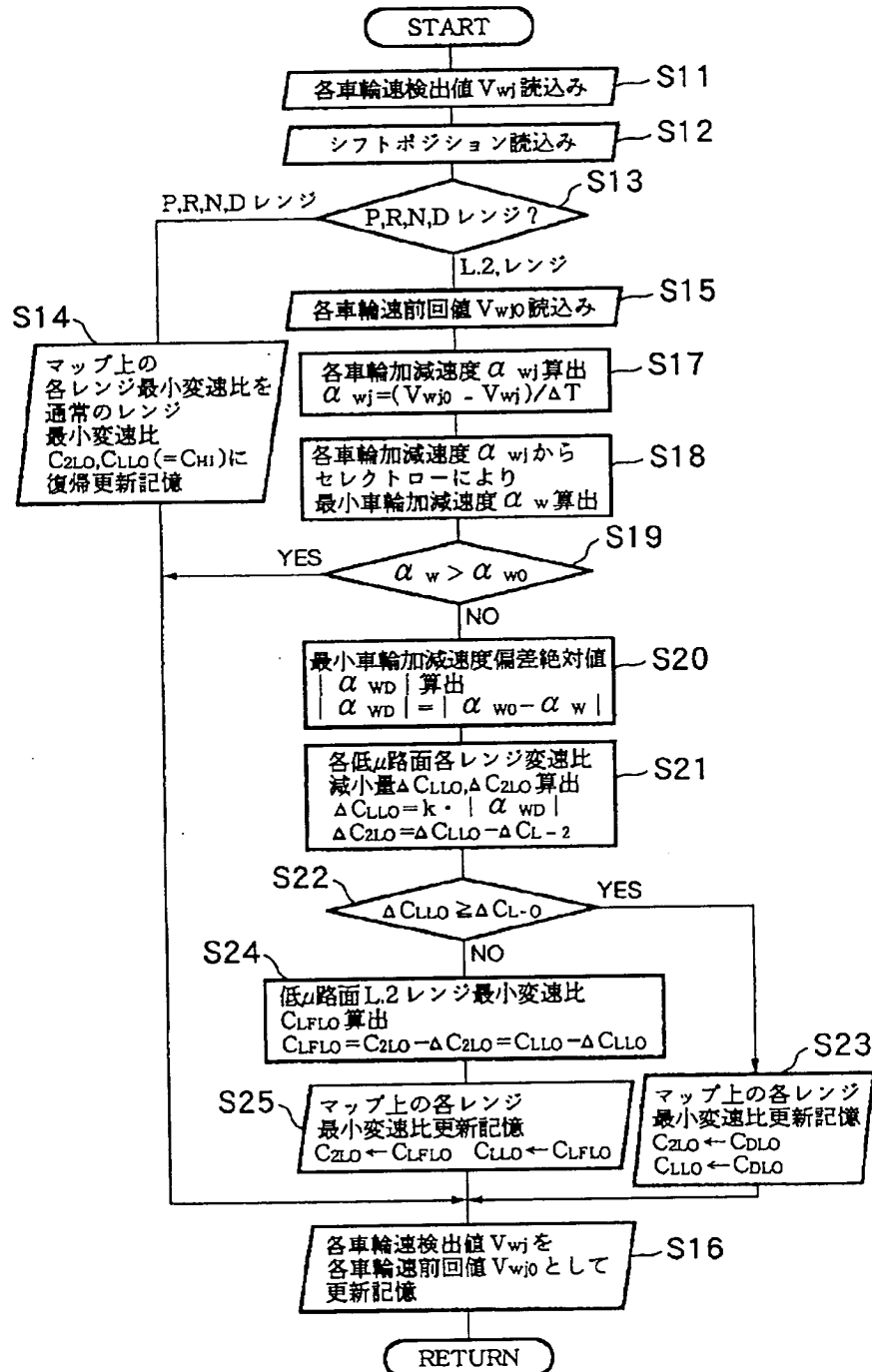
【図9】



【図8】



【図10】



【図11】

